В.Е. ЕГОРУШКИН. Б.И. ЦЕПЛОВИЧ

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для учащихся машиностроительных техникумов

21873

Смелянский техникум пищевой промышленности
БИБЛИОТЕКА
Инв. №21878

Министерство пищевой промышленности УССР
Смелянский техникум пищевой промышленности
БИБЛИОТЕКА
Инв. № 86225

МОСКВА «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1981

ББК 30.12
Е30

УДК[532+621.1.016].001.32(075.8)

Рецензенты **Ю. И. Чупраков** и **Л. Н. Цехмистро**

Егорушкин В. Е., Цеплович Б. И.

Е30 Основы гидравлики и теплотехники: Учеб. пособие для машиностроительных техникумов. — М.: Машиностроение, 1981. — 268 с., ил.

В пер.: 80 к.

Е $\frac{30106\text{-}019}{038(01)\text{-}81}$ 19-81. 2105000000

ББК 30.12
605

© Издательство «Машиностроение», 1981 г.

ВВЕДЕНИЕ

Гидравлика — наука, изучающая законы равновесия и движения жидкости, а также методы практического применения этих законов. Законы гидравлики используются при проектировании и строительстве гидротехнических сооружений, гидравлических машин, расчете трубопроводов и т. д.

Первые, очень важные результаты исследований в области гидравлики связаны с именем древнегреческого ученого Архимеда (287—212 гг. до н. э.), открывшего закон о равновесии тела, погруженного в жидкость. Однако после Архимеда на протяжении почти 1700 лет гидравлика не получила заметного развития.

Новый этап в развитии гидравлики наступил в эпоху возрождения. Здесь следует отметить работы голландского ученого Стевина (1548—1620 гг.), давшего правила определения силы давления на дно и стенки сосудов; итальянского ученого Торричелли (1608—1647 гг.), исследовавшего свойства текущей жидкости и открывшего закон истечения жидкости из отверстия в сосуде; французского математика и физика Паскаля (1623—1662 гг.), сформулировавшего закон о передаче жидкостью давления, оказываемого на ее поверхность.

В XVII—XVIII вв. были установлены важнейшие законы гидромеханики. Открытие законов механики Ньютоном (1643—1727 гг.) создало необходимую базу для изучения законов движения жидкостей. Ньютон разработал основы теории внутреннего трения жидкостей, развитой в дальнейшем его последователями, в том числе русским ученым Н. П. Петровым (1836—1920 гг.). Разработанная им теория получила название гидродинамической теории смазки.

Великие ученые — Леонард Эйлер (1707—1783 гг.) и Даниил Бернулли (1700—1782 гг.) — установили основные законы и вывели важнейшие уравнения гидромеханики. Следует, однако, отметить, что уравнения Бернулли и Эйлера носят главным образом теоретический характер и относятся к идеальной жидкости.

В XIX в., в период бурного развития техники, гидравлика развивается главным образом как прикладная наука, которая строит свои выводы на основе рассмотрения упрощенных схем гидравлических явлений. В ходе соответствующих экспериментов

в теоретические уравнения гидромеханики были введены эмпирические поправочные коэффициенты (работы Дарси, Базена, Вейсбаха и др.).

Конец XIX и начало XX вв. ознаменованы формированием и установлением закономерностей движения жидкостей. Важную роль сыграли труды английского гидромеханика О. Рейнольдса (1842—1912 гг.), установившего закономерности ламинарного и турбулентного характера движения жидкости, работы Н. Е. Жуковского (1847—1921 гг.) в различных областях гидромеханики. Благодаря работам И. Прандтля (1875—1953 гг.) в области гидродинамики гидравлика как наука XX в. превратилась в область знаний, в которой теория и опыт тесно связаны и взаимно обогащают друг друга.

В развитие современной гидравлики большой вклад внесли советские ученые: В. Г. Шухов, А. Н. Крылов, Н. Н. Павловский, И. И. Агроскин, В. Д. Альшуль, Л. Г. Лойцянский, А. А. Угинчус и др.

Общая теплотехника занимается изучением законов преобразования химической энергии топлива в теплоту, механическую работу и электрическую энергию, а также свойств рабочих веществ, конструкций машин и аппаратов, применяемых в энергетических установках.

Теоретические основы теплотехники разработаны М. В. Ломоносовым (1711—1765 гг.), открывшим в середине XVIII в. закон сохранения материи. Ломоносов отверг господствовавшую в то время «теорию теплорода», противопоставив ей подлинно научную теорию, согласно которой теплота является результатом внутреннего движения мельчайших частиц вещества. В дальнейшем исследования Майера (1814—1878 гг.), Джоуля (1818—1889 гг.), Гельмгольца (1821—1894 гг.) и других ученых углубили знания закона сохранения энергии. Французский ученый Сади Карно (1796—1832) писал, что всюду, где работа исчезает, возникает теплота.

Большая заслуга в развитии теоретических основ теплотехники принадлежит русским ученым: М. Ф. Окатову, И. А. Вышнеградскому, Д. И. Менделееву. Важные исследования по вопросам теплообмена провели А. Г. Столетов, М. В. Кирпичев, А. А. Гухман, М. А. Михеев, А. В. Лыков и др. В изучение свойств реальных газов и водяных паров внесли большой вклад М. П. Вукалович, И. И. Новиков, В. А. Кириллин и др.

Начало развития практического направления в развитии теплоэнергетики было положено русским изобретателем И. И. Ползуновым, построившим в 1775 г. первую паровую машину, что ознаменовало собой переход к производству и применению тепловых двигателей. Аналогичную машину несколько позднее построил в Англии Джеймс Уатт. Дальнейшие работы привели к созданию поршневых двигателей внутреннего сгорания и паровых турбин.

До XX в. тепловые двигатели использовались как источники механической работы для непосредственного привода в действие рабочих органов машин и агрегатов. Энергию тепловых двигателей невозможно было передать на большое расстояние — от места производства к месту ее потребления. Эта проблема была решена с изобретением электрических машин (электрогенераторов и электродвигателей), преобразующих механическую работу в электрическую энергию, а электрическую энергию в механическую работу. В России первая электростанция мощностью 505 кВт была построена под Петроградом. Выдающимся достижением отечественной энергетики была постройка в 1918 г. русским инженером Р. И. Классоном первой в мире электростанции, работавшей на торфе.

После Великой Октябрьской социалистической революции начала широко развиваться промышленная энергетика. Начиная с Ленинского плана ГОЭЛРО, заложившего основу развития энергетики в нашей стране, эта отрасль народного хозяйства непрерывно развивается. В «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года» записано: «В электроэнергетике довести выработку электроэнергии в 1985 году до 1550—1600 млрд. киловатт-часов...»

В ближайшие годы основная часть электроэнергии будет вырабатываться на тепловых электростанциях. Отличительной особенностью современных тепловых электростанций является концентрация энергетической мощности на одной электростанции. В дальнейшем также предусмотрено строительство тепловых электростанций мощностью 4000—6000 МВт с энергетическими блоками, состоящими из котлов, паровых турбин и электрогенераторов мощностью 500, 800, 1000 и 1500 МВт. На Костромской ГРЭС уже установлен первый в нашей стране энергетический блок мощностью 1200 МВт.

Бурное развитие промышленности связано с увеличением потребления электрической энергии, требующей резкого увеличения добычи природного топлива. В связи с этим особое внимание уделяется более широкому использованию для производства электроэнергии дешевого угля Экибастузского и Канско-Ачинского месторождений.

Однако запасы природного топлива ограничены, поэтому задача состоит в наиболее эффективном его использовании, и, в частности, в увеличении КПД процессов преобразования теплоты в электрическую энергию. В СССР построена и находится в промышленно-опытной эксплуатации теплоэлектростанция мощностью 25 МВт, на которой энергия природного топлива преобразуется непосредственно в электрическую, минуя принятые на турбинных электростанциях стадии превращения химической энергии природного топлива в теплоту, теплоты — в механическую работу, а последней — в электрическую энергию. Такой метод

производства электроэнергии позволяет увеличить КПД электростанции более чем на 30% по сравнению с КПД турбинных электростанций.

В районах, удаленных от запасов природного топлива, идет строительство атомных электростанций (АЭС). АЭС имеют огромное значение для развития Восточной Сибири — Якутии, Колымы и др.

Важное значение для энергетики страны имеют гидравлические электростанции (ГЭС). На долю ГЭС приходится около 12% всей вырабатываемой в нашей стране электроэнергии, при этом экономится большое количество природного топлива. Крупнейшие ГЭС построены на Днепре, Волге, Каме, Ангаре, Енисее и других крупных реках. Эти станции оснащены современными агрегатами мощностью более 300 МВт.

Развитие гидроэнергетики в СССР осуществляется комплексно. Например, Среднеазиатские и Северо-Кавказские ГЭС являются ирригационно-энергетическими узлами. Токтогульский гидроузел на реке Нарын позволит регулировать сток реки Сырдарьи и оросить землю на площади 900 тыс. га. Большое значение имеет Нурекская ГЭС с плотиной высотой 315 м, благодаря которой образуется водохранилище сезонного регулирования емкостью 4,5 млрд. м³ воды. Аналогичные задачи решаются при использовании гидроресурсов других районов страны.

В СССР построены и первые гидроаккумулирующие электростанции (ГАЭС): Киевская мощностью 225 МВт и Загорская мощностью 1200 МВт. На этих станциях установлены так называемые обратимые гидротурбины, способные в период максимальной нагрузки работать в режиме обычных турбин и вырабатывать электроэнергию, а в период минимальной нагрузки — в режиме насосов и перекачивать воду из водоема после плотины обратно в приплотинное водохранилище. Важно, что при этом удается сберечь большие земельные массивы, пригодные для возделывания сельскохозяйственных культур, которые при строительстве крупных ГЭС часто затапливались.

В СССР ведутся работы по использованию других источников энергии — теплоты геотермальных вод, энергии морских приливов.

Большие надежды на разрешение проблем энергетических источников возлагаются на ведущиеся и у нас, и за рубежом работы по осуществлению управляемых реакций синтеза ядер гелия из ядер дейтерия и трития, при которых выделяется огромное количество энергии. «Сырьевым» источником для этих реакций может служить вода, запасы которой в природе практически безграничны.

Глава I

ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ

§ 1. Физические свойства жидкости

Важнейшими свойствами жидкости являются плотность, сжимаемость, способность растворять газы и вязкость.

Плотностью жидкости называют физическую величину, численно равную массе единицы объема жидкости:

$$\rho = \frac{m}{V}, \tag{1}$$

где m — масса, кг; V — объем, м³.

Единицей плотности в Международной системе (СИ) является кг/м³.

Величину, обратную плотности, называют удельным объемом, v, м³/кг:

$$v = \frac{V}{m}. \tag{2}$$

Вес единицы объема вещества называют удельным весом вещества. Если вес V м³ вещества равен G Н, то удельный вес этого вещества, Н/м³:

$$\gamma = \frac{G}{V}. \tag{3}$$

Между удельным весом и плотностью существует такая же связь, как между весом и массой: $G = mg$, где $g = 9{,}81$ м/с² — ускорение свободного падения. Откуда

$$\gamma = \rho g. \tag{4}$$

Объем жидкости существенно зависит от температуры: при ее повышении увеличивается. Температурное изменение объема жидкости определяется температурным коэффициентом объемного расширения β_T, $К^{-1}$:

$$\beta_T = \frac{1}{V}\frac{\Delta V}{\Delta T}, \tag{5}$$

где $\Delta V = V - V_1$ — разность объемов после и до изменения температуры на величину ΔT. Температурный коэффициент объемного расширения показывает, на какую часть от первоначаль-

ного состояния изменяется объем жидкости при изменении температуры на 1 К. Воспользовавшись выражением (5), можно показать, что плотность жидкости

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{m}{V_1 + \Delta V} = \frac{m}{V_1(1 + \beta_T \Delta T)} = \frac{\rho_1}{1 + \beta_T \Delta T}. \quad (6)$$

Из формулы (6) следует, что по мере нагревания жидкости увеличивается ее объем и уменьшается плотность; исключение составляет вода, объем которой наименьший, а плотность и удельный вес наибольшие при температуре +4 °С.

Пример 1. Определить плотность минерального масла при температуре 380 К, если при температуре 300 К она равна 0,893 кг/м³. Температурный коэффициент объемного расширения масла $\beta_T = 0{,}0076$ К$^{-1}$.

По формуле (6) получаем

$$\rho = \frac{0{,}893}{1 + 0{,}0076 \cdot 80} = 0{,}842 \text{ кг/м}^3.$$

Сжимаемость — свойство жидкости уменьшать объем под действием оказываемого на нее давления.

Давление определяется отношением силы, равномерно распределенной по нормальной к ней поверхности, к площади этой поверхности. В Международной системе единиц (СИ) давление выражается в паскалях [1 Па = 1 Н/м²].

Сжимаемость жидкости характеризуется объемной сжимаемостью, Па$^{-1}$:

$$\beta_V = -\frac{1}{V}\frac{\Delta V}{\Delta p}, \quad (7)$$

где V — начальный объем; ΔV — изменение объема жидкости при изменении давления на Δp.

Поскольку объем V всегда положителен, отрицательный знак в выражении (7) указывает на то, что ΔV и Δp имеют противоположные знаки, т. е. увеличение давления ($\Delta p \geqslant 0$) приводит к уменьшению объема ($\Delta V \leqslant 0$).

Объемная сжимаемость показывает, на сколько изменяется первоначальный объем жидкости при изменении оказываемого на нее давления на 1 Па. Величину, обратную объемной сжимаемости, называют модулем объемного сжатия, Па:

$$E_ж = \frac{1}{\beta_V}. \quad (8)$$

Объемная сжимаемость жидкости зависит от ее температуры и оказываемого на нее давления. Однако при давлениях, наиболее часто применяемых на практике, объемная сжимаемость очень мала и в обычных гидравлических расчетах ею пренебрегают, считая жидкость несжимаемой. Например, при давлении 6 МПа

объемная сжимаемость воды равна $4{,}75 \cdot 10^{-10}$ Па$^{-1}$. Сжимаемость жидкостей учитывают только в особых случаях, например, при расчетах гидропривода и гидроавтоматики, при расчете гидравлического удара и т. п.

Пример 2. Масло заключено при атмосферном давлении в массивный толстостенный цилиндр с внутренним диаметром $d = 20$ мм и длиной $l = 5$ м.

Определить изменение объема масла при увеличении давления в цилиндре на 20 МПа. Модуль объемного сжатия масла $E_ж = 1{,}33 \cdot 10^9$ Па. Деформацией стенок цилиндра пренебречь.

Определим объем масла в цилиндре:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} l = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}02^2}{4} 5 = 0{,}0016 \text{ м}^3.$$

На основании (7) и (8) модуль объемного сжатия $E_ж = -\Delta pV/\Delta V$, откуда приращение объема $\Delta V = -\Delta pV/E_ж$. В нашем случае $\Delta p = 20$ МПа $= 20 \cdot 10^6$ Па,

$$\Delta V = -\frac{20 \cdot 10^6 \cdot 0{,}0016}{1{,}33 \cdot 10^9} = -0{,}000024 \text{ м}^3.$$

Все жидкости обладают **способностью растворять газы.** Эта способность различна у различных жидкостей и зависит как от состояния жидкости, так и от вида растворяемых в ней газов. Например, растворимость воздуха в минеральных маслах увеличивается с повышением температуры масла. Интенсивность растворения газов в жидкости зависит от поверхности соприкосновения жидкости с газом; при взбалтывании жидкость часто вспенивается, при этом поверхность соприкосновения жидкости с газом значительно увеличивается и время насыщения жидкости газом может уменьшаться до нескольких минут.

При понижении давления или температуры жидкости газ, растворенный в ней, начинает бурно выделяться в виде пузырьков, образуя механическую смесь газа с жидкостью, которая отрицательно влияет на работу гидравлических систем и гидропривода вследствие увеличения сжимаемости рабочей жидкости.

Вязкостью называют способность жидкости оказывать сопротивление относительному перемещению (сдвигу) ее слоев. Это свойство обусловлено возникновением в движущейся жидкости сил внутреннего трения, которые не могут быть обнаружены в покоящейся жидкости, ибо они проявляются только при ее движении благодаря наличию сил сцепления между ее молекулами. Сила внутреннего трения касательна к плоскости относительного перемещения слоев жидкости и создает в жидкости касательное напряжение τ, Па:

$$\tau = \frac{P_т}{S} = \mu \frac{dv}{dn}, \quad (9)$$

где $P_т$ — сила внутреннего трения, Н, между слоями жидкости, отстоящими на бесконечно малом расстоянии dn (рис. 1); S —

площадь соприкосновения этих слоев, м²; dv/dn — градиент скорости, характеризующий приращение относительной скорости при переходе от одного слоя к другому в направлении, перпендикулярном скорости, $с^{-1}$; μ — коэффициент пропорциональности, называемый динамической вязкостью, Па·с.

Динамическая вязкость характеризует касательное напряжение, создаваемое силой внутреннего трения между слоями жидкости, отстоящими по нормали на расстояние 1 м при относительной скорости их сдвига 1 м/с.

В гидравлике также употребляют понятие кинематической вязкости, которая представляет собой отношение динамической вязкости жидкости к ее плотности, м²/с:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \qquad (10)$$

Вязкость жидкости зависит от многих факторов: уменьшается при повышении температуры жидкости, увеличивается при повышении температуры и увеличении объема растворенного в ней воздуха и увеличивается при повышении оказываемого на нее давления. В гидравлических системах, в которых жидкость не изолирована от воздуха, проявляются более сложные зависимости, поскольку при повышении давления в таких системах объем растворенного воздуха увеличивается, при этом вязкость жидкости уменьшается. Причем уменьшение вязкости вследствие увеличения количества растворенного воздуха происходит более интенсивно, чем это должно было бы происходить в результате только повышения давления. В связи с этим в неизолированных гидросистемах при повышении давления вязкость жидкости обычно уменьшается.

Вязкость многих масел уменьшается также в результате многократного его дросселирования через тонкие отверстия и щели различных элементов гидросистем.

Кинематическую вязкость жидкости измеряют вискозиметрами (рис. 2). Это U-образная трубка, в колено *1* которой впаян капилляр *4*. При измерении вязкости определяют время τ, с, протекания исследуемой жидкости из резервуара *3* (от метки M_1 до метки M_2) через капилляр *4* в расширение *5*. Трубка *7* и отросток *6* служат для на-

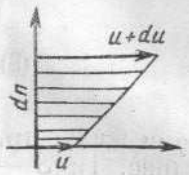


Рис. 1. К понятию вязкости жидкости

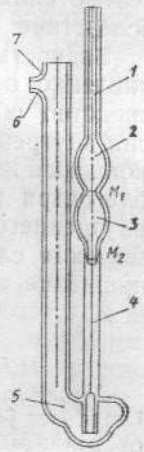


Рис. 2. Вискозиметр ВПЖ-2:
1 — колено; *2*, *3* — резервуары; *4* — капилляр; *5* — расширение; *6* — отросток для заполнения вискозиметра; *7* — трубка

полнения вискозиметра исследуемой жидкостью. Кинематическую вязкость ν, измеряемую с помощью вискозиметра, определяют по формуле

$$\nu = a \frac{g}{9{,}807} \tau,$$

где a — постоянная вискозиметра, м²/с² (приведена в паспорте прибора); g — ускорение свободного падения в месте измерения вязкости, м/с²; 9,807 — ускорение свободного падения на географической широте 45°.

Для измерения вязкости жидкости при различной температуре вискозиметр помещают в термостат (например, в масляную баню).

Для упрощения теоретического изучения законов поведения жидкостей в гидравлике пользуются понятием *идеальная жидкость*. Под идеальной понимают воображаемую жидкость, характеризуемую абсолютной несжимаемостью и полным отсутствием вязкости. Для распространения на реальные жидкости теоретических выводов, полученных для идеальных жидкостей, вводят поправки или коэффициенты, полученные в ходе исследования реальных жидкостей.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое плотность, удельный объем и удельный вес жидкости? В каких единицах они измеряются?
2. Что характеризует температурный коэффициент объемного расширения и объемная сжимаемость? Каков физический смысл этих коэффициентов?
3. От каких факторов зависит растворимость газов в жидкостях? Как влияют на свойства рабочей жидкости растворенные в ней газы?
4. Какими факторами обусловлена вязкость жидкости?
5. Какими приборами и в каких единицах измеряется кинематическая вязкость жидкости?

§ 2. Основы гидростатики

Гидростатика — раздел гидравлики, в котором изучаются законы равновесия жидкостей, находящихся в покое.

Гидростатическое давление. На жидкость, находящуюся в покое, действуют массовые и поверхностные силы. Массовыми являются силы, действующие на все частицы рассматриваемого объема жидкости. Это силы тяжести и инерции. Массовые силы пропорциональны массе жидкости, а для однородной жидкости, плотность которой во всех точках одинакова, — объему. Поэтому массовые силы называют еще объемными. К поверхностным относятся силы, действующие на поверхность жидкости. Это, например, атмосферное давление, действующее на жидкость в открытом сосуде, или силы трения.

На элементарный объем жидкости, находящейся в покое, могут действовать нормальные (сжимающие и растягивающие) и касательные поверхностные силы. Так как у жидкости сопро-

тивление растяжению незначительно и под воздействием малейших растягивающих сил жидкость может начать перемещаться, а в покоящейся жидкости силы внутреннего трения отсутствуют, то жидкость может находиться в покое под воздействием массовых сил и нормальных сжимающих поверхностных сил. Эти силы создают результирующую силу, получившую название гидростатической.

Покоящаяся жидкость под воздействием гидростатической силы находится в напряженном состоянии, характеризуемом гидростатическим давлением. Выделим в покоящейся жидкости произвольный объем (рис. 3). Мысленно разделим этот объем произвольной плоскостью П. Выделим на образованном сечении точку A и некоторую площадь ΔS вокруг этой точки. Через поверхность П передается давление со стороны части I на часть II. Сила ΔP, действующая на рассматриваемую площадь ΔS, и есть сила гидростатического давления. Сила ΔP по отношению к части II является внешней, и поэтому можно сказать, что сила ΔP — равнодействующая внешних поверхностных сил, действующих на площадку ΔS. Отношение $p_{ср} = \Delta P/\Delta S$ называют средним гидростатическим давлением. Истинное давление в различных точках сечения П может быть различным.

Гидростатическим давлением в точке жидкости называют предел, к которому стремится среднее гидростатическое давление, когда площадь площадки стремится к нулю:

$$p = \lim_{\Delta S \to 0} \frac{\Delta P}{\Delta S}.$$

Гидростатическое давление всегда направлено по внутренней нормали к площадке, на которую действует, и величина его в произвольной точке не зависит от ориентации в пространстве площадки, на которую оно действует.

Предположим, что гидростатическое давление направлено не по внутренней нормали, а действует под произвольным углом к ней. Тогда его можно разложить на две составляющие: одну направленную по внутренней нормали, и другую — перпендикулярно к ней (тангенциальную). Тангенциальная составляющая неизбежно вызовет перемещение жидкости. Но так как под действием гидростатического давления жидкость остается неподвижной, то и предположение о направлении гидростатического давления не по внутренней нормали неверно.

Представим теперь, что внутри жидкости выделена прямая трехгранная призма весьма малых размеров (рис. 4) и предположим, что на ее грани действует различное гидростатическое давление. Обозначим незаштрихованные грани призмы: вертикальную — a, горизонтальную — c и наклонную — b. Условием рав-

Рис. 3. К определению гидростатического давления

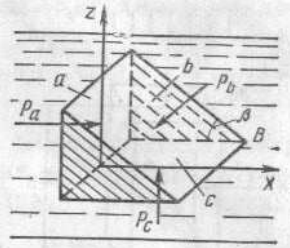


Рис. 4. К доказательству независимости величины гидростатического давления от ориентации площадки, на которую оно действует

новесия призмы является равенство нулю всех действующих на нее сил: сил гидростатического давления и веса жидкости в объеме призмы. Весом жидкости при доказательстве можно пренебречь ввиду малости объема призмы. Силы гидростатического давления, действующие на заштрихованные грани, равны по величине и противоположны по направлению. Поэтому условием равновесия призмы может быть равенство нулю суммы проекций на оси x и z сил гидростатического давления, действующих на грани a, b и c.

Сумма проекций на ось x

$$p_a \Delta S_a - p_b \Delta S_b \sin\beta = 0, \qquad (11)$$

где ΔS_a и p_a — соответственно площадь грани a и оказываемое на нее гидростатическое давление; ΔS_b и p_b — соответственно площадь грани b и оказываемое на нее гидростатическое давление.

Сумма проекций на ось z

$$p_b \Delta S_b \cos\beta - p_c \Delta S_c = 0, \qquad (12)$$

где ΔS_c и p_c — соответственно площадь грани c и оказываемое на нее гидростатическое давление.

Так как $\Delta S_b \sin\beta = \Delta S_a$ и $\Delta S_b \cos\beta = \Delta S_c$, то условие равновесия можно переписать в виде $p_a \Delta S_a - p_b \Delta S_a = 0$ и $p_b \Delta S_c - p_c \Delta S_c = 0$ или $(p_a - p_b)\,\Delta S_a = 0$ и $(p_b - p_c)\,\Delta S_c = 0$, что возможно при $p_a = p_b$ и $p_b = p_c$. Тогда $p_a = p_b = p_c$. Таким образом, оказывается, что величина гидростатического давления не зависит от положения площадки, на которую она действует. Доказательство проведено при допущении, основанном на малости рассмотренной призмы. Но если эта призма бесконечно мала, т. е. «стянута» в точку, то результаты доказательства можно полностью отнести к свойству гидростатического давления в точке.

Основное уравнение гидростатики. Закон Паскаля. Выделим в однородной жидкости, находящейся в покое, элемент ΔV в виде прямоугольного параллелепипеда с площадью горизонтального основания ΔS и высотой H (рис. 5). Рассмотрим условия равновесия выделенного элемента. Пусть давление на плоскость верхнего основания p_1, а на плоскость нижнего основания p. Силы давления P'_1, P'_2, P'_3, P'_4, действующие на вертикальные грани

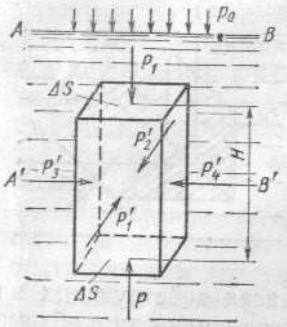


Рис. 5. К выводу закона Паскаля

взаимно уравновешиваются как равные по величине и противоположные по направлению. На грани выделенного элемента в вертикальном направлении действуют силы давления: на верхнюю $p_1\Delta S$ и на нижнюю $p\Delta S$. На выделенный элемент действует сила тяжести жидкости в объеме параллелепипеда, равная $\rho gH\Delta S$. Условием равновесия элемента жидкости относительно оси AB является равенство нулю суммы действующих на него сил:

$$p\Delta S - p_1\Delta S - \rho gH\Delta S = 0,$$

откуда

$$p = p_1 + \rho gH \qquad (13)$$

Поверхность, по которой жидкость граничит с окружающей ее газообразной средой, называют свободной. Если верхняя грань рассматриваемого элемента совпадает со свободной поверхностью жидкости AB, на которую действует давление p_0, то уравнение (13) примет вид

$$p = p_0 + \rho gH. \qquad (14)$$

Это основное уравнение гидростатики. Здесь p — давление внутри жидкости на глубине H; p_0 — давление на свободную поверхность; ρ — плотность жидкости; g — ускорение свободного падения.

Итак гидростатическое давление в точке внутри покоящейся жидкости равно сумме давления на свободную поверхность и давления столба жидкости высотой, равной глубине погружения точки. На основании основного уравнения гидростатики может быть сформулирован закон Паскаля: внешнее давление, производимое на свободную поверхность покоящейся жидкости, передается одинаково всем ее точкам по всем направлениям.

Слагаемое ρgH в уравнении (14) есть давление, оказываемое столбом H жидкости плотностью ρ. Таким образом, давление, в том числе и гидростатическое, можно определить высотой H столба соответствующей жидкости с плотностью ρ. Например, нормальным атмосферным или барометрическим считают давление, равное давлению, оказываемому столбом ртути высотой 760 мм. Зная, что плотность ртути при 0 °С равна 13 600 кг/м³, получим, что это давление соответствует $\rho gH = 13\,600 \cdot 9{,}8 \times 0{,}76 = 101\,290$ Па ≈ 1013 гПа.

Аналогично подсчитывают давление, оказываемое столбом воды, спирта и других жидкостей.

Пример 3. Водолазы при подъеме затонувших судов работали в море на глубине 50 м. Определить давление воды на этой глубине и силу давления на скафандр водолаза, если площадь его поверхности равна 2,5 м². Атмосферное давление считать нормальным (1013 гПа).

$p_a = 1{,}013 \cdot 10^5$ Па; $\rho gH = 1000 \cdot 9{,}8 \cdot 50 = 4{,}9 \cdot 10^5$ Па. Согласно (14) получим: $p = 1{,}013 \cdot 10^5 + 4{,}9 \cdot 10^5 = 5{,}91 \cdot 10^5$ Па $\approx 0{,}6$ МПа; $P = \rho gHF = 4{,}9 \cdot 10^5 \cdot 2{,}5 \approx 147$ кН.

Гидростатические машины. Свойства жидкости передавать производимое на нее давление без изменения используется в различных гидростатических устройствах: гидравлических прессах, домкратах, гидроаккумуляторах и др.

Гидравлический пресс предназначен для создания больших усилий, необходимых в ряде производственных процессов. На рис. 6 дана схема гидравлического пресса. Принцип его работы следующий. В рабочий цилиндр *2* поршнем *1* насоса подается под давлением рабочая жидкость, например масло. Давление, создаваемое поршнем *1*: $p = P_1/S_1$, где P_1 — сила, действующая на поршень *1*; S_1 — площадь его поперечного сечения. Рабочая жидкость передает развиваемое поршнем *1* давление поршню *4* рабочего цилиндра *3*. Сила, развиваемая поршнем *4*: $P_2 = pS_2$, где S_2 — площадь поперечного сечения поршня *4*. Откуда $p = P_2/S_2$. Тогда $P_2/S_2 = P_1/S_1$ или

$$P_2 = P_1 \frac{S_2}{S_1} = pS_2, \qquad (15)$$

т. е. сила P_2 во столько раз больше силы P_1, во сколько раз площадь поршня *4* больше площади поршня *1*.

В действительности сила, развиваемая прессом, несколько меньше силы, определяемой по формуле (15), из-за действия сил трения, возникающих в движущихся частях пресса, а также утечек жидкости. Эти потери учитывают коэффициентом полезного действия (КПД) η пресса, который равен $\eta = 0{,}75 \ldots 0{,}85$. Поэтому действительная сила, развиваемая прессом: $P = pS_2\eta$.

Гидроаккумулятор предназначен для накопления (аккумулирования) энергии с тем, чтоб отдать ее при необходимости выполнить кратковременную работу, требующую больших усилий. Гидроаккумуляторы широко применяют в современных мощных гидравлических прессах, в машинах для литья под давлением при принудительном заполнении расплавленным металлом литейных форм, в устройствах привода движения створов гидрошлюзов и т. д. Принцип работы тот же, что и у гидравлического пресса.

На рис. 7 показан грузовой гидроаккумулятор, состоящий из цилиндра *2*, внутри которого перемещается плунжер *1*. По трубопроводу *4* насосом подается жидкость (обычно масло) в цилиндр. Плунжер вместе с грузами поднимается вверх. После достижения верхней крайней точки насос автоматически выключается.

В положении, при котором груз поднялся на высоту H, запас потенциальной энергии гидроаккумулятора равен mgH, где m — масса плунжера с грузами. При этом давление внутри цилиндра

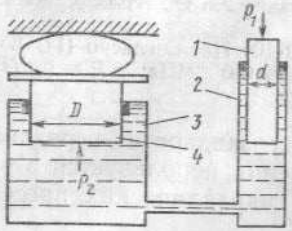


Рис. 6. Гидравлический пресс

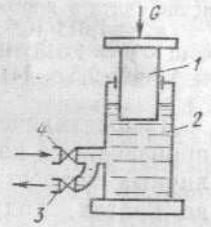


Рис. 7. Гидроаккумулятор:
1 — плунжер; *2* — цилиндр; *3, 4* — трубопроводы

$p = mg/S$, где S — площадь поперечного сечения плунжера. Под таким же давлением жидкость подается через трубопровод *3* к исполнительным машинам и механизмам.

Таким образом, используя энергию накопленную, гидроаккумулятором, можно развить очень большие кратковременные усилия при наличии насоса сравнительно малой мощности.

В машиностроении для получения больших давлений, например в литейных машинах, применяют пневмогидроаккумуляторы (рис. 8, *а*). В закрытом сосуде над поверхностью жидкости (масло) находится газ (в литейных машинах—азот), который при подаче в сосуд жидкости сжимается. При этом повышается давление газа, а следовательно, давление, оказываемое на поверхность жидкости. К концу зарядки аккумулятора насос, накачивающий в него жидкость, выключается; давление газа в аккумуляторе при этом наибольшее.

С помощью специального устройства (кранового или золотникового распределителя) жидкость при необходимости из аккумулятора подается к гидродвигателю под давлением сжатого газа в аккумуляторе. Во избежание растворения газа в рабочей жидкости в пневмогидроаккумуляторе иногда применяют специальную разделительную диафрагму *1* (рис. 8, *б*), закрепленную в корпусе *2*. И в этом случае давление газа передается на поверхность жидкости, которая в результате этого находится под тем же давлением, что и газ.

Измерение давления. Давление, определяемое по формуле (14), называют полным или абсолютным. Оно состоит из давления p_0 на свободную поверхность и давления ρgH, создаваемого столбом жидкости. Если сосуд, в котором находится жидкость, открытый, то давление $p_0 = p_a$, где p_a — атмосферное давление. Для данного случая абсолютное давление $p = p_a + \rho gH$.

Разность между абсолютным и атмосферным давлением называют избыточным давлением.

Давление в сосуде может быть ниже атмосферного, например во всасывающих трубопроводах насосов, в конденсаторах паровых турбин. В этом случае говорят, что в сосуде вакуум. Вакуумом называют состояние заключенного в сосуд газа, имеющего давление значительно ниже атмосферного, т. е. $p_{вак} = p_a - p_{абс}$.

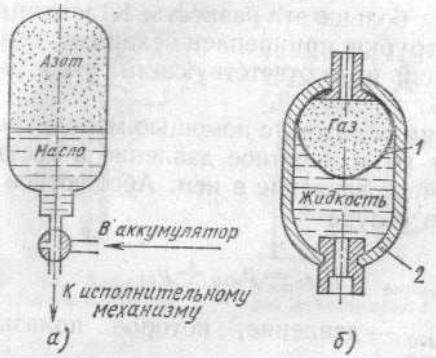
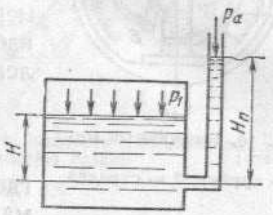


Рис. 8. Пневмогидроаккумуляторы:
1 — диафрагма; *2* — корпус

Рис. 9. Пьезометр



Давление измеряют жидкостными и пружинными манометрами, а также пьезометрами.

Пьезометром измеряют давление жидкости высотой столба той же жидкости. Он представляет собой открытую сверху трубку, присоединенную нижним концом к месту измерения давления (рис. 9). Жидкость в пьезометре поднимается (если давление в месте измерения больше атмосферного) на высоту $H_п$, называемую пьезометрической высотой. При этом давление в точке измерения складывается из давления p_1 на свободную поверхность жидкости, заключенной в сосуд, и давления столба жидкости высотой H. Оно уравновешивается давлением в пьезометре $p_a + \rho gH_п$: $p_1 + \rho gH = p_a + \rho gH_п$.

Откуда $$H_п - H = \frac{1}{\rho g}(p_1 - p_a) \quad \text{или}$$

$$H_п - H = \frac{p_{изб}}{\rho g}. \qquad (16)$$

Таким образом, чем больше разность давления на свободную поверхность жидкости, заключенной в сосуд, и атмосферного давления, тем больше разность высот уровней жидкости в пьезометре и в сосуде.

Пьезометрами измеряют давление жидкости, в частности воды, незначительно отличающееся от атмосферного, так как большие избыточные давления могут быть уравновешены лишь давлением столба воды большой высоты.

Пружинными манометрами измеряют значительные давления жидкостей и газов. Схема такого манометра показана на рис. 10. Он состоит из спиральной трубки *1*, один конец которой запаян, а другой, открытый, конец сообщается с сосудом, в котором измеряют давление. Рабочее тело оказывает давление p на внутреннюю поверхность трубки. На внешнюю ее поверхность действует давление p_a наружного воздуха. Под действием разности давлений $p - p_a = p_{изб}$ трубка раскручивается (выпрямляется) тем силь-

Смелянский техникум пищевой промышленности
БИБЛИОТЕКА
Инв. № 21873.
Министерство пищевой промышленности УССР
Смелянский техникум пищевой промышленности
БИБЛИОТЕКА
Инв. № 86025.

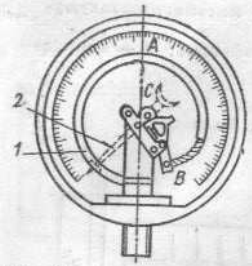


Рис. 10. Пружинный манометр:
1 — трубка; *2* — стрелка

нее, чем больше эта разность. К запаянному концу трубки прикреплен механизм, поворачивающий на соответствующий угол указательную стрелку *2*.

Таким образом, с помощью манометра измеряют не абсолютное давление в сосуде, а избыточное давление в нем. Абсолютное давление в сосуде

$$p_{абс} = p_{ман} + p_a, \qquad (17)$$

где $p_{ман}$ — давление, которое показывает манометр.

Вакуумметры применяют для измерения вакуума. Абсолютное давление среды, измеренное вакуумметром:

$$p_{абс} = p_a - p_{вак}. \qquad (18)$$

Жидкостные U-образные манометры (рис. 11) применяют для измерения малых давлений. Измеряемое давление зависит от плотности применяемой в манометре жидкости, поэтому при пользовании жидкостными манометрами следует оговаривать, какая жидкость употребляется. Наиболее часто в жидкостных манометрах используют ртуть, воду или спирт.

Для измерения малых давлений с высокой точностью применяют *микроманометры* (рис. 12). Такой микроманометр состоит из резервуара *1* и наклонной трубки *2* со шкалой. В резервуар налита жидкость (чаще всего спирт), а один конец трубки входит в резервуар, образуя с ним сообщающиеся сосуды. При давлении $p = p_1 - p_2$ на жидкость в сосуде, она перемещается в трубке и занимает на шкале положение L. При угле α наклона трубки, давление, измеряемое микроманометром, определяют по формуле $p = \rho g L \sin \alpha$.

Прибор монтируют в корпусе, устанавливаемом с помощью регулировочных винтов строго по уровню.

Для измерения разности давлений в двух резервуарах или в двух точках одного трубопровода часто применяют так называемые *дифференциальные манометры*. Схема присоединения такого манометра к измеряемому объекту показана на рис. 13. Пусть на поверхности жидкости плотностью ρ в сосуде A давление p_A,

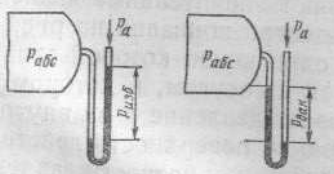


Рис. 11. Жидкостный U-образный манометр

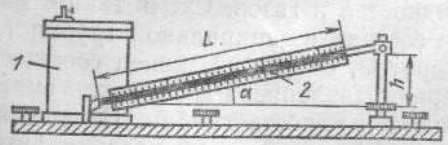


Рис. 12. Микроманометр:
1 — резервуар; *2* — наклонная трубка

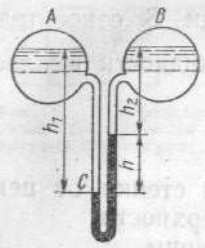


Рис. 13. Дифференциальный манометр

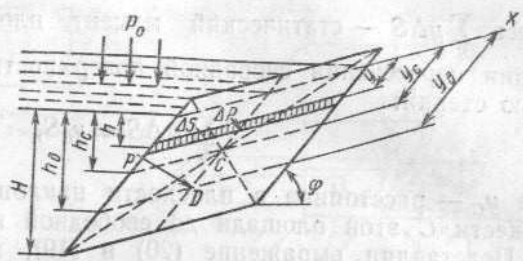


Рис. 14. К определению гидростатического напора, действующего на плоскую стенку

на поверхности жидкости с той же плотностью ρ в сосуде B — давление p_B. Если манометр заполнен жидкостью, плотность которой $\rho_{ман}$, то можно записать следующее равенство:

$$p_A = \rho g h_1 = p_B + \rho g h_2 + \rho_{ман} g h.$$

Учитывая, что $h_2 - h_1 = -h$, получим $p_A - p_B = (\rho_{ман} - \rho)\, gh$. Таким образом, разность давлений определяется разностью уровней жидкостей в коленах дифференциального манометра и разностью плотностей жидкостей в манометре и измеряемых резервуарах.

Давление жидкости на плоскую и цилиндрическую стенку. При расчете больших резервуаров, дамб, плотин и других гидротехнических сооружений необходимо знать полное давление жидкости на стенки сооружений, величину и точку приложения равнодействующей силы давления.

Плоская стенка. Предположим, что в сосуд с плоскими стенками глубиной H налита жидкость плотностью ρ. Одна из стенок наклонена к горизонту под углом φ (рис. 14). Найдем силу гидростатического давления, действующего на эту стенку, и точку приложения этой силы. Выделим на поверхности наклонной стенки элементарную площадку ΔS в виде узкой полоски, параллельной свободной поверхности жидкости и расположенной на расстоянии h от нее. Определим силу избыточного давления, оказываемого жидкостью на выбранную полоску ΔS, так как атмосферное давление, которое передается жидкостью и действует на стенку слева, уравновешивается атмосферным давлением, действующим на стенку справа. Сила избыточного давления $\Delta P = \rho g h \Delta S$, но $h = y \sin \varphi$, поэтому $\Delta P = \rho g y \sin \varphi \Delta S$. Полную силу гидростатического давления, оказываемого на всю поверхность стенки, найдем, суммируя элементарные силы ΔP, действующие на элементарные площадки:

$$P = \sum_S \Delta P = \sum_S \rho g y \sin \varphi \Delta S = \rho g \sin \varphi \sum_S y \Delta S. \qquad (19)$$

Здесь $\sum_S y\Delta S$ — статический момент площади S относительно линии пересечения свободной поверхности жидкости с плоскостью стенки:

$$\sum_S y\,\Delta S = y_C S, \tag{20}$$

где y_C — расстояние в плоскости наклонной стенки от центра тяжести C этой площади до свободной поверхности.

Подставляя выражение (20) в (19), получим

$$P = \rho g y_C\, S \sin\varphi, \tag{21}$$

но $y_C \sin\varphi = h_C$, тогда выражение (21) примет вид

$$P = \rho g h_C S = p_C S. \tag{22}$$

Если на поверхность жидкости действует давление p_0, отличное от атмосферного, то гидростатическое давление в центре тяжести стенки $p'_C = p_0 + \rho g h_C$ и полная сила гидростатического давления, Н:

$$P = p'_C S = (p_0 + \rho g h_C) S. \tag{23}$$

Полная сила гидростатического давления жидкости на плоскую стенку равна произведению смоченной площади стенки на гидростатическое давление p_C в ее центре тяжести.

Формула (23) пригодна также для определения полной силы гидростатического давления на горизонтальное дно сосуда:

$$P'_1 = (p_0 + \rho g H) S, \tag{24}$$

где H — высота столба жидкости над дном; S — площадь поверхности дна.

Из выражения (24) следует, что сила гидростатического давления, действующая на дно сосуда, не зависит от его формы (рис. 15), а зависит только от плотности жидкости, высоты ее столба и площади дна сосуда.

Полная сила давления $P = p_0 + \rho g h_C$ нормальна к стенке. Точку D ее приложения называют центром давления. Для ее определения используют теорему теоретической механики о моменте равнодействующей (момент равнодействующей силы относительно некоторой оси равняется сумме моментов составляющих сил относительно той же оси). Относительно оси x (см. рис. 14) эту теорему можно записать в следующем виде: $\sum_S \rho g h y\,\Delta S = \rho g h_C S y_д$. Так как $h = y\sin\varphi$ и $h_C = y_C \sin\varphi$, получим $\sum_S \rho g y^2 \Delta S \sin\varphi = \rho g y_C\, y_д S \sin\varphi$ или $\rho g \sin\varphi \sum_S y^2\,\Delta S = \rho g \sin\varphi\, y_C y_д\, S$. Поделив обе части последнего уравнения на $\rho g \sin\varphi$, получим

$$\sum_S y^2\,\Delta S = y_C y_д S,$$

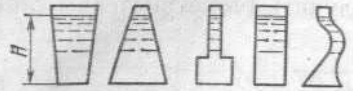


Рис. 15. К определению гидростатического давления на горизонтальное дно сосуда

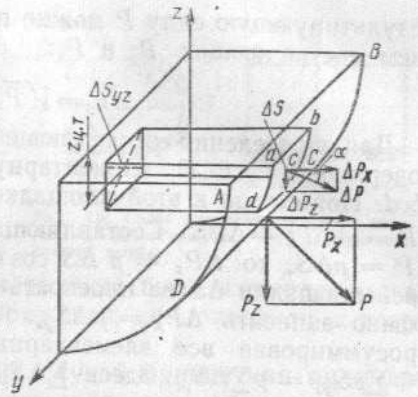


Рис. 16. К определению гидростатического напора, действующего на цилиндрическую стенку

где $\sum_S y^2\,\Delta S = I$ — момент инерции площади стенки относительно оси x.

Следовательно, $y_C y_д S = I$. Откуда $y_д = I/y_C S$.

Если рассматривать момент инерции площади S относительно оси, проходящей через центр тяжести стенки, то можно записать: $I = I_C + y_C^2 S$, тогда

$$y_д = \frac{y_C^2 S + I_C}{y_C S} = y_C + \frac{I_C}{y_C S}. \tag{25}$$

Следовательно центр давления D расположен ниже центра тяжести стенки C на величину $I_C/y_C S$.

В частном случае центр тяжести вертикальной прямоугольной стенки шириной b, погруженной в жидкость на глубину H, расположен на расстоянии $y_C = H/2$; момент инерции такой стенки относительно оси, проходящей через ее центр тяжести: $I_C = \frac{1}{12} bH^3$, смоченная площадь стенки $S = bH$. Поэтому центр давления вертикальной погруженной в жидкость стенки расположен от поверхности жидкости на расстоянии

$$y_д = \frac{1}{2}H + \frac{H^3 b \cdot 2}{12HbH} = \frac{1}{2}H + \frac{1}{6}H = \frac{2}{3}H.$$

Цилиндрическая стенка. Силы гидростатического давления на криволинейную стенку имеют различные направления, так как в каждой точке они нормальны к поверхности в данной точке. Поэтому нельзя заранее указать направление равнодействующей P всех сил. Определим силу гидростатического давления на цилиндрическую стенку в координатах xyz (рис. 16): ось z — вертикальная, y — параллельна образующим цилиндра, x — перпендикулярна осям z и y. Так как силы давления нормальны к стенке, а ось y параллельна образующим стенки, то составляющая $P_y = 0$.

Результирующую силу P можно получить геометрическим сложением составляющих P_z и P_x:

$$P = \sqrt{P_z^2 + P_x^2}. \quad (26)$$

Для определения составляющей P_x выберем на цилиндрической поверхности $ABCD$ элементарную цилиндрическую площадку $abcd$. Нормально к этой площадке приложена элементарная сила $\Delta P = \sqrt{\Delta P_x^2 + \Delta P_z^2}$. Составляющая $\Delta P_x = \Delta P \cos\alpha$. Так как $\Delta P = p\Delta S$, то $\Delta P_x = p\,\Delta S \cos\alpha$. Но $\Delta S \cos\alpha$ является проекцией площадки ΔS на плоскость z, y; $\Delta S \cos\alpha = \Delta S_{yz}$, поэтому можно записать $\Delta P_x = p\Delta S_{yz}$. Значение P_x можно получить, просуммировав все элементарные составляющие ΔP_x: $P_x = \sum pS_{yz} = p\sum\Delta S_{yz}$. Здесь $\sum\Delta S_{yz}$ — проекция всей поверхности цилиндрической стенки на плоскость yz, т. е. $\sum\Delta S_{yz} = S_{yz}$. Поэтому

$$P_x = pS_{yz}. \quad (27)$$

Таким образом, горизонтальная составляющая силы гидростатического давления P_x равна произведению силы гидростатического давления такого же столба жидкости на проекцию цилиндрической стенки на плоскость, перпендикулярную к оси x, т. е.

$$P_x = \rho g z_{\text{ц. т}} S_{yz}, \quad (28)$$

где $z_{\text{ц. т}}$ — расстояние от свободной поверхности до центра тяжести проекции S_{yz}.

Вертикальная составляющая силы гидростатического давления есть равнодействующая силы тяжести, действующей на все элементы объема жидкости, находящейся над рассматриваемой криволинейной стенкой, т. е. равна весу жидкости объемом V, расположенной над стенкой:

$$P_z = \rho g V. \quad (29)$$

На основании формулы (26) получим результирующую силу

$$P = \rho g \sqrt{z_{\text{ц. т}}^2 S_{yz} + V^2}.$$

Точку приложения равнодействующей силы P к криволинейной стенке сравнительно простыми методами можно найти лишь для частных случаев.

Пример 4. Найти силу, действующую на плотину (рис. 17) в горизонтальном направлении, если уровень воды перед плотиной $H_1 = 10$ м, а за плотиной $H_2 = 2$ м, длина плотины $L = 100$ м.

Силу давления, действующую на плотину в горизонтальном направлении, определим по формуле $P = \rho g\,(H_{1\text{ц. т}} S_1 - H_{2\text{ц. т}} S_2)$, где $H_{1\text{ц. т}} = H_1/2$ и $S_1 = H_1 L$; $H_{2\text{ц. т}} = H_2/2$; $S_2 = H_2 L$. Поэтому

$$P = 10^3 \cdot 9{,}8 \left(\frac{10}{2} 10 \cdot 100 - \frac{2}{2} 2 \cdot 100\right) \approx 47 \cdot 10^6 \text{ Н} = 47 \text{ МН}.$$

Давление жидкости на стенки труб. Жидкость под влиянием действующих на нее сил давит на стенки труб, в которых она находится, поэтому трубопроводы должны быть изготовлены так, чтобы возникающие в них напряжения не приводили к разрушению.

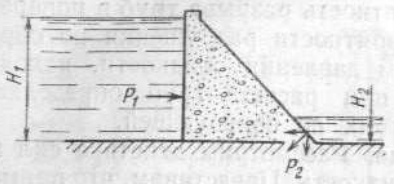


Рис. 17. К примеру 4

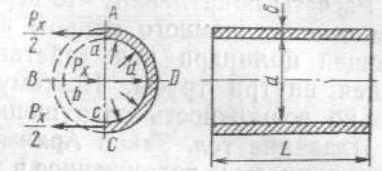


Рис. 18. Силы гидростатического давления, действующие на внутренние стенки трубы

Рассмотрим распространенный случай применения цилиндрических труб для трубопроводов и определим напряжения в их стенках. Под действием внутреннего давления p труба может разорваться, например, по диаметральной плоскости AC (рис. 18). Определим силу P_x гидростатического давления, действующую на цилиндрическую поверхность abc (или adc). Сила P_x равна силе давления, действующего на вертикальную проекцию цилиндрической поверхности abc (или adc), являющуюся диаметральным сечением трубы: $P_x = pdL$.

Поскольку сила стремится разорвать трубу в двух местах: у точек a и c, то при расчете труб на разрыв принимают разрывающую силу, равной $P_x/2$. Возникающее напряжение в каждой поверхности возможного места разрыва

$$\sigma_p = \frac{P_x}{2\delta L} = \frac{p\,dL}{2\delta L} = \frac{pd}{2\delta}. \quad (30)$$

Для обеспечения прочности труб действительные напряжения σ_p не должны превышать допустимые $[\sigma_p]$, т. е. $\sigma_p \leqslant [\sigma_p]$. Поэтому толщина стенок

$$\delta \geqslant \frac{pd}{2[\sigma_p]}. \quad (31)$$

На практике пользуются для определения необходимой толщины стенок трубы следующей формулой.:

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma_p]} + \alpha, \quad (32)$$

где $\alpha = 3...7$ мм — дополнительный запас прочности.

Пример 5. Определить толщину стенок нефтепровода для перекачки нефти под давлением 2,5 МПа. Внутренний диаметр трубы $d = 600$ мм, допускаемое напряжение $[\sigma_p] = 137$ МПа. Принять $\alpha = 4$ мм.

По формуле (32) толщина стенок

$$\delta = \frac{2{,}5 \cdot 10^6 \cdot 0{,}6}{2 \cdot 137 \cdot 10^6} + 0{,}004 = 0{,}0055 + 0{,}004 = 0{,}0095 \text{ м} = 9{,}5 \text{ мм}.$$

Расчеты показывают, что вероятность разрыва труб в поперечном сечении намного меньше вероятности разрушения по образующей цилиндра под действием давления жидкости, находящейся внутри трубы. Поэтому при расчете труб определяют только возможность разрушения их по образующей.

Плавание тел. Закон Архимеда. Рассмотрим действие сил на тело, полностью погруженное в жидкость. Представим, что прямая прямоугольная призма погружается в жидкость (рис. 19). Силы гидростатического давления, действующие на боковые грани, равны по величине и противоположны по направлению, поэтому они уравновешены. Силы же гидростатического давления, действующие на основания призмы, неодинаковы. На верхнее основание действует сила, направленная вниз: $P_1 = \rho_ж g H_1 S$. На нижнее основание действует сила, направленная вверх: $P_2 = pS = \rho_ж g (H_1 + H) S$. Эта сила больше силы P_1, так как $H_1 + H > H_1$. Равнодействующая сила гидростатического давления направлена вверх и равна

$$P = P_2 - P_1 = \rho_ж g H S. \qquad (33)$$

Произведение $SH = V$ — есть объем погруженного тела. Правая часть формулы (33) представляет собой вес объема жидкости, равного объему погруженного тела. Таким образом, *на тело, погруженное в жидкость, действует равнодействующая сила гидростатического давления, которая стремится вытолкнуть тело вверх, и равная весу жидкости в объеме погруженного тела.* Этот закон установлен более 2200 лет назад греческим ученым Архимедом и носит название закона Архимеда.

Для краткости назовем равнодействующую выталкивающую силу просто выталкивающей силой.

Закон Архимеда справедлив для тел произвольной формы, а также для тел, частично погруженных в жидкость. Ведь тело любой формы можно представить состоящим из большого числа прямых призм с малыми основаниями, для каждой из которых справедлив закон Архимеда. Следовательно, он будет справедлив и для всего тела произвольной формы. Выталкивающая сила, действующая на частично погруженное в жидкость тело, равна весу жидкости в объеме погруженной части тела.

Вес тела $G = \rho_т g V$, поэтому для плавания тела необходимо, чтобы выталкивающая сила была равна весу тела:

$$\rho_ж g V = \rho_т g V, \qquad (34)$$

или $\rho_ж = \rho_т$, т. е. чтобы плотность тела была бы равна плотности жидкости. Из формулы (34) следует, что если $\rho_ж > \rho_т$, тело всплывает, а если $\rho_т > \rho_ж$ — тело тонет.

Для обеспечения равновесия тела, погруженного в жидкость, недостаточно равенства $\rho_ж = \rho_т$. Если погруженное в жидкость тело однородно, то центр тяжести совпадает с точкой приложения выталкивающей силы P (рис. 20, *в*). Для неоднородных тел эти

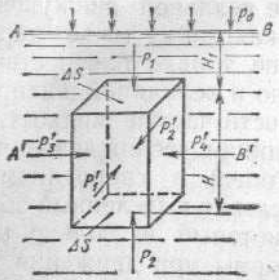


Рис. 19. К рассмотрению закона Архимеда

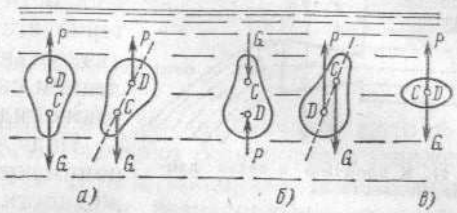


Рис. 20. Действие сил на погруженные в жидкость тела:
а, б — неоднородные; *в* — однородное

точки не совпадают. Для равновесия неоднородных тел, погруженных в жидкость, необходимо, чтобы при выведении из вертикального положения сила тяжести G и выталкивающая сила P образовали пару, стремящуюся повернуть тело в устойчивое положение (рис. 20, *а*), при котором точки приложения обеих сил лежат на вертикальной прямой, причем центр тяжести расположен ниже точки приложения выталкивающей силы. Если центр тяжести тела расположен выше точки приложения выталкивающей силы (рис. 20, *б*), то положение погруженного в жидкость тела неустойчивое, так как при отклонении его от вертикального положения силы G и P образуют пару, стремящуюся перевернуть это тело.

Пример 6. Прямоугольная баржа длиной $L = 60$ м, шириной $b = 8$ м и высотой 4,5 м, нагруженная песком, плавает по реке. Баржа вместе с грузом весит 14 МН. Определить осадку баржи и водоизмещение при предельной осадке $y' = 3{,}5$ м.

Из условия плавания (34) баржи запишем: $G = \rho_ж g V$, где V — объем погруженной части баржи. Так как баржа прямоугольная, то глубина погружения

$$y = \frac{14{,}10^6}{10^3 \cdot 9{,}8 \cdot 60{,}8} \approx 2{,}98 \text{ м}.$$

При осадке $y' = 3{,}5$ м объем погруженной части $V'_ж = 60 \cdot 8 \cdot 3{,}5 = 1680$ м³ и массовое водоизмещение баржи $M' = \rho_ж V'_ж = 10^3 \cdot 1680 = 16{,}8$ МН.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что изучает гидростатика?
2. Как формулируется закон Паскаля?
3. Как устроен и работает гидравлический пресс?
4. Как определить силу гидростатического давления, действующую на плоскую и цилиндрическую стенки?
5. Как формулируется закон Архимеда и в чем его сущность?
6. Каковы условия равновесия погруженного в жидкость тела?

§ 3. Основы гидродинамики

Основные понятия и определения. Гидродинамикой называют раздел гидравлики, в котором изучается движение жидкости, обусловленное действием приложенных к ней внешних сил.

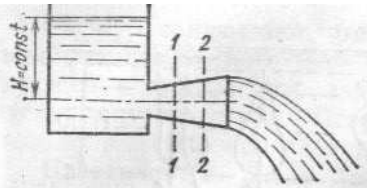


Рис. 21. К понятию о видах движения жидкости

Состояние реальной движущейся жидкости в каждой ее точке характеризуется не только плотностью и вязкостью, но и величиной и направлением скорости частиц жидкости, а также гидродинамическим давлением.

Под частицей в гидродинамике понимают условно выделенный объем жидкости, который настолько мал, что можно пренебречь изменением его формы при движении.

При изучении законов движения реальной жидкости необходимо учитывать ее вязкость, что усложняет решение задач гидродинамики. Рассмотрим вначале уравнения движения идеальной жидкости и затем внесем в них поправки, учитывающие вязкость реальных жидкостей.

Основным объектом изучения гидродинамики является поток жидкости, под которым понимают движение массы жидкости, ограниченной полностью или частично какими-либо поверхностями. Ограничивающая поверхность может быть твердой, например, стенки труб, берега и дно реки; может быть поверхность раздела между жидкой и газообразной фазой и т. д.

Движение жидкости может быть установившимся (стационарным) и неустановившимся (нестационарным). Установившимся называют движение, при котором давление и скорость жидкости в любой точке занятого ею пространства с течением времени не изменяются. При неустановившемся движении в каждой точке пространства, занятого жидкостью, давление и скорость изменяются с течением времени. Примером установившегося движения может служить движение через коническую трубку жидкости, истекающей из сосуда, в котором уровень поддерживается постоянным (рис. 21). Скорость движения жидкости в различных сечениях конической трубки различна, но в каждом сечении она не меняется со временем. При непостоянном уровне в сосуде движение жидкости в той же конической трубке нестационарное, так как давление и скорость жидкости в каждом сечении трубки со временем изменяются.

Движение жидкости может быть равномерным и неравномерным. Равномерным называют движение, при котором скорости в сходственных точках двух смежных сечений потока жидкости равны между собой. В противном случае движение неравномерное. Очевидно, движение через коническую трубку жидкости, истекающей из сосуда, в котором уровень поддерживается постоянным (см. рис. 21), может служить примером неравномерного движения жидкости. Если заменить коническую трубку цилиндрической, то движение жидкости будет равномерным.

Движение жидкости бывает напорным и безнапорным. Если стенки полностью ограничивают поток жидкости, то движение жидкости называют напорным (перемещение жидкости по полностью заполненным трубам). Если же ограничение потока частичное, то движение жидкости называют безнапорным (движение жидкости в каналах, реках и т. п.). Напорные потоки иногда называют сплошь заполненными, а безнапорные — открытыми руслами.

Рис. 22. Линия тока

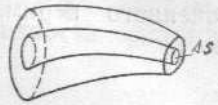


Рис. 23. Трубка тока

Характер движения жидкости можно было бы изучать, проследив движение каждой частицы. Однако судить о поведении всей жидкости по траекториям всех частиц было бы невероятно сложно, и такой метод не применяется.

Если известны величина и направление скорости, т. е. распределение скоростей жидкости в потоке и зависимость этого распределения во времени, то движение жидкости можно считать полностью определенным. Направление скоростей в потоке характеризуется линией тока. Линия тока — воображаемая кривая, проведенная внутри потока жидкости таким образом, что скорости всех частиц, находящихся на ней в данный момент времени, касательны к этой кривой (рис. 22). Линия тока отличается от траектории тем, что последняя изображает путь какой-либо одной частицы за некоторый промежуток времени, тогда как линия тока является характеристикой направления движения совокупности частиц жидкости в данный момент времени. При установившемся движении линии тока совпадают с траекториями движения частиц жидкости.

Если в поперечном сечении потока жидкости выделить элементарную площадку ΔS и провести через точки ее контура линии тока, то получится так называемая трубка тока (рис. 23). Жидкость, находящаяся внутри трубки тока, образует элементарную струйку. Поток жидкости можно рассматривать как совокупность всех движущихся элементарных струек.

Живым сечением элементарной струйки называют поверхность, нормальную к вектору скорости, т. е. к линии тока. Скорость движения частиц жидкости во всех точках одного сечения элементарной струйки можно практически считать одинаковой ввиду незначительных размеров сечения, а само сечение — считать плоским.

Живое сечение потока определяют как сумму живых сечений элементарных струек. Следовательно, живое сечение потока представляет собой поверхность, во всех точках которой скорости частиц жидкости нормальны к элементам этой поверхности.

Линию соприкасания жидкости с твердыми стенками, ограничивающими поток в данном живом сечении, называют смоченным периметром. Отношение площади живого сечения потока S к длине

смоченного периметра χ называют гидравлическим радиусом

$$R = \frac{S}{\chi}. \quad (35)$$

Для труб круглого сечения, заполненных жидкостью, гидравлический радиус определяют по формуле

$$R = \frac{d}{4}. \quad (36)$$

Аналогично определяют гидравлический радиус труб других сечений:

для эллиптической трубы с осями a и b

$$R = \frac{ab}{\frac{2}{3}(a+b) - \sqrt{ab}};$$

для трубы в виде равностороннего треугольника со стороной a

$$R = \frac{a}{4\sqrt{3}};$$

для трубы с сечением в виде квадрата со стороной a

$$R = \frac{a}{4};$$

для трубы в виде прямоугольника со сторонами a, b

$$R = \frac{ab}{2(a+b)}.$$

Объем (масса) жидкости, протекающей через живое сечение потока в единицу времени, называют объемным Q, м³/с или л/с (массовым m, кг/с) расходом жидкости. Объемный расход связан с массовым расходом выражением $Q = m/\rho$.

Плотность жидкости может быть различной в различных участках потока и даже в различных точках живого сечения, например, из-за неравномерности распределения температуры. В общем случае непостоянной является и скорость жидкости в различных точках живого сечения потока: в центре потока она обычно больше, у стенок, ограничивающих поток, — меньше (рис. 24). В связи с этим вводят понятие средней скорости потока, под которой понимают частное от деления расхода на площадь живого сечения потока:

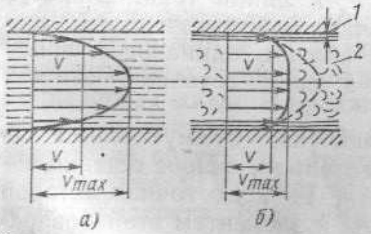


Рис. 24. Распределение скоростей по живому сечению при движении потока жидкости:
а — ламинарном; *б* — турбулентном; *1* — участок ламинарного движения; *2* — турбулентное ядро

$$v = \frac{Q}{S}. \quad (37)$$

Откуда $Q = vS$.

Рассмотрим потоки, характеризуемые условием неразрывности — в любой момент времени расход жидкости постоянен во всех сечениях:

$$v_1 S_1 = v_2 S_2 = \ldots = vS, \quad (38)$$

где v_1, v_2, ..., v — соответственно средние скорости потока в разных сечениях.

Режимы движения реальных жидкостей. Существуют два режима движения жидкостей: ламинарный и турбулентный. При ламинарном режиме отдельные струйки или слои жидкости движутся параллельно, не смешиваясь, при турбулентном — частицы жидкости движутся беспорядочно по разнообразным неопределенным траекториям, а само движение сопровождается поперечным перемещением жидкости и характеризуется пульсацией скорости и давления.

Исследования О. Рейнольдса показали, что режим движения жидкости в общем случае зависит от скорости движения, размеров потока, плотности и вязкости жидкости. Комплекс указанных величин, характеризующих режим движения жидкости, называют числом Рейнольдса:

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho v R}{\mu}, \quad (39)$$

где R — гидравлический радиус потока; μ — динамическая вязкость.

Число Рейнольдса — величина безразмерная.

Так как согласно формуле (10) $\mu/\rho = \nu$, то формулу (39) можно записать в виде

$$\mathrm{Re} = \frac{vR}{\nu}. \quad (40)$$

Формулу (40) применяют при определении числа Рейнольдса для потока любого сечения. Для круглых цилиндрических труб с внутренним диаметром d

$$\mathrm{Re}_d = \frac{vd}{\nu}. \quad (41)$$

Поскольку для таких труб гидравлический радиус $R = 4d$, то

$$\mathrm{Re} = 4\mathrm{Re}_d.$$

Границы существования режимов движения жидкости определяются двумя критическими значениями числа Рейнольдса: нижним $\mathrm{Re}_{кр}$ и верхним $\mathrm{Re}'_{кр}$. При $\mathrm{Re} \leqslant \mathrm{Re}_{кр}$ наблюдается устойчивый ламинарный режим течения жидкости, при $\mathrm{Re} > \mathrm{Re}'_{кр}$ — устойчивый турбулентный режим. В интервале чисел Рейнольдса $\mathrm{Re}'_{кр} > \mathrm{Re} > \mathrm{Re}_{кр}$ режим течения жидкости неустойчивый: ламинарный режим легко переходит в турбулентный.

В настоящее время принимают нижнее критическое число Рейнольдса равным $Re_{кр} = 250 \ldots 500$; для цилиндрических труб $Re_{d\,кр} = 1000 \ldots 2000$. При проведении гидравлических расчетов очень часто принимают $Re'_{кр} = 575$ и $Re_{d\,кр} = 2300$.

На практике чаще наблюдается турбулентный режим течения жидкости, например, при движении воды в трубах из-за ее сравнительно малой вязкости и большой скорости течения. При движении вязких жидкостей (нефти, масла и др.), а также при движении жидкостей с малой вязкостью, но с небольшой скоростью, наблюдается ламинарный режим течения.

Ламинарному и турбулентному режимам движения жидкости соответствует и различное распределение скоростей по живому сечению потока. При ламинарном режиме течения жидкости по трубе (рис. 24, *а*) максимальную скорость имеют частицы жидкости, движущиеся по оси трубы. У стенок трубы скорость стремится к нулю, так как частицы как бы прилипают к внутренней поверхности, образуя тонкий неподвижный слой. Исследования показывают, что при ламинарном режиме движения жидкости изменение скорости в поперечном сечении потока происходит по параболическому закону.

При турбулентном режиме течения жидкости распределение скоростей более равномерное (сплошная линия на рис. 24, *б*) по сечению потока, чем при ламинарном режиме (штриховая линия). Это происходит вследствие перемешивания при турбулентном режиме частиц, движущихся с различными скоростями. При турбулентном режиме слои, прилегающие к стенкам трубы, движутся с малой скоростью, и режим движения здесь ламинарный. Поэтому, строго говоря, чисто турбулентного режима движения жидкости не существует. Однако толщина ламинарного слоя мала в сравнении с толщиной основного потока жидкости, и такой режим течения жидкости принято считать турбулентным.

Пример 7. Определить режим движения нефти в трубопроводе диаметром $d = 400$ мм при скорости движения $v = 0{,}13$ м/с. Кинематическая вязкость $\nu = 0{,}3 \cdot 10^{-4}$ м^2/с.

По формуле (41) определим число Рейнольдса:

$$Re_d = \frac{vd}{\nu} = \frac{0{,}13 \cdot 0{,}4}{0{,}3 \cdot 10^{-4}} = 1733.$$

Так как $Re_d < Re_{d\,кр} = 2000$, то движение нефти ламинарное.

Уравнение Бернулли для жидкости при установившемся движении Рассмотрим уравнение Бернулли для элементарной струйки идеальной жидкости. Представим, что участок такой струйки заключен между двумя плоскими нормальными к оси струйки сечениями *1—1* и *2—2* (рис. 25). Площадь поперечного сечения *1—1* S_1, скорость жидкости в этом сечении v_1 и давление p_1, в сечении *2—2* соответственно S_2, v_2, p_2.

Для вывода уравнения Бернулли допустим, что за малый промежуток времени $\Delta\tau$ объем жидкости, заключенный между сечениями *1—1* и *2—2*, переместится из положения AB в положение $A'B'$. При этом сечение *1—1* переместится на малое расстояние $\Delta l_1 = v_1 \Delta\tau$, сечение *2—2* — на $\Delta l_2 = v_2 \Delta\tau$.

При установившемся движении жидкости справедлив закон неразрывности струи: $v_1 S_1 = v_2 S_2$.

Умножив обе части этого уравнения на $\Delta\tau$, получим

$$v_1 S_1 \Delta\tau = v_2 S_2 \Delta\tau. \qquad (42)$$

Но $v_1 S_1 \Delta\tau = \Delta V_1$ и $v_2 S_2 \Delta\tau = \Delta V_2$, тогда согласно (42) $\Delta V_1 = \Delta V_2 = \Delta V$.

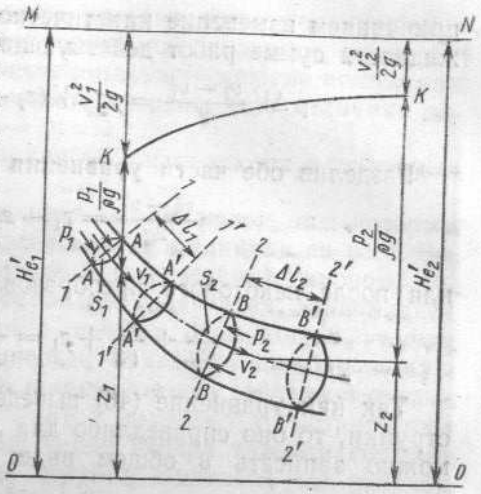


Рис. 25. К выводу уравнения Бернулли и его геометрической интерпретации

Масса элементарного объема ΔV жидкости плотностью ρ равна $\Delta m = \rho \Delta V$.

Найдем изменение кинетической энергии выбранного объема ΔV при его перемещении из положения AB в положение $A'B'$ и работу сил, приложенных к этому объему на указанном перемещении. Изменение кинетической энергии $\Delta Э_к = Э_{кA'B'} - Э_{кAB}$, где $Э_{кA'B'}$ — кинетическая энергия объема между сечениями $A' - A'$ и $B' - B'$; $Э_{к\,AB}$ — кинетическая энергия объема между сечениями $A - A$ и $B - B$: $Э_{к\,A'B'} = Э_{к\,A'B} + Э_{к\,BB'}$; $Э_{к\,AB} = Э_{к\,AA'} + Э_{к\,A'B}$. Тогда $\Delta Э_к = Э_{к\,A'B} + Э_{к\,BB'} - Э_{к\,AA'} - Э_{к\,A'B} = Э_{к\,BB'} - Э_{к\,AA'}$, т. е. $\Delta Э_к = \frac{\Delta m v_2^2}{2} - \frac{\Delta m v_1^2}{2} = \rho \Delta V \frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$.

Определим теперь работу сил, действующих на выбранный объем при его перемещении из положения AB в положение $A'B'$. Под действием на выбранный объем сил тяжести объем AA' переместится в положение BB' (объем $A'B$ остается на месте). Пользуясь такой условной схемой, можно записать выражение для работы сил тяжести:

$$A_1 = \Delta m g (z_1 - z_2) = \rho g \Delta V (z_1 - z_2). \qquad (43)$$

Определим работу сил гидродинамического давления. В сечении *1—1* силы, действующие со стороны окружающей жидкости, способствуют, а в сечении *2—2* препятствуют перемещению струйки жидкости, поэтому работа равнодействующей этих сил

$$A_2 = p_1 S_1 \Delta l_1 - p_2 S_2 \Delta l_2 = (p_1 - p_2) \Delta V. \qquad (44)$$

На основании теоремы о том, что изменение кинетической энергии массы жидкости на некотором перемещении равно сумме работ на том же перемещении всех сил, приложенных к этой массе,

приравняем изменение кинетической энергии выбранного объема жидкости сумме работ действующих на него сил. Тогда

$$\rho \Delta V \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = \rho g \Delta V (z_1 - z_2) + (p_1 - p_2) \Delta V. \quad (45)$$

Разделив обе части уравнения (45) на $\rho g \Delta V$, получим

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\rho g},$$

или после некоторого преобразования

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2. \quad (46)$$

Так как уравнение (46) выведено для произвольных сечений струйки, то оно справедливо для любого сечения струйки, и его можно записать в общем виде:

$$z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = \text{const}. \quad (47)$$

Уравнение Бернулли (47) представляет собой запись закона сохранения механической энергии, отнесенной к единице веса $G = \rho g \Delta V$ перемещающейся идеальной жидкости при установившемся движении. Член $v^2/2g$ является мерой кинетической энергии единицы веса, т. е. удельной кинетической энергии движущейся жидкости, ибо, помножив $v^2/2g$ на $\rho g \Delta V$, получим $\Delta m v^2/2$. Сумма $\frac{p}{\rho g} + z$ является мерой полной потенциальной энергии единицы веса, т. е. полной удельной потенциальной энергией движущейся жидкости. Так как произведение $\rho g z \Delta V$ представляет собой потенциальную энергию положения выбранного объема ΔV, поднятого на высоту z относительно некоторой плоскости сравнения $O—O$ (см. рис. 25) и способного совершить работу под действием силы тяжести, то z — потенциальная энергия единицы веса (удельная потенциальная энергия положения) относительно плоскости сравнения $O—O$.

Слагаемое $p/\rho g$ является мерой потенциальной энергии действующих сил давления на единицу веса, т. е. удельной энергией давления жидкости. Представим, что в исследуемую жидкость, находящуюся под давлением p, помещен пьезометр. Под указанным давлением жидкость в пьезометре поднимается на высоту $h_п = p/\rho g$. Если на такую высоту поднимается выбранный объем ΔV жидкости, то при этом совершается работа $A = -\rho g h_п \Delta V$; на столько же возрастает и его потенциальная энергия. Потенциальная энергия единицы веса жидкости равна $\frac{A}{\rho g \Delta V} = -\frac{\rho g h_п \Delta V}{\rho g \Delta V} = -h_п$, т. е. $p/\rho g = h_п$.

Таким образом, содержание уравнения Бернулли для элементарной струйки при установившемся движении можно сформулировать так: удельная механическая энергия при установившемся движении элементарной струйки идеальной жидкости, представляющая собой сумму удельной потенциальной энергии положения и давления и удельной кинетической энергии, есть величина постоянная.

Все члены уравнения Бернулли (47) измеряются в линейных единицах.

В гидравлике широко применяют термин напор, под которым понимают энергию жидкости, отнесенную к единице ее веса. Величину $v^2/2g$ называют скоростным (кинетическим) напором, показывающим, на какую высоту может подняться движущаяся жидкость за счет ее кинетической энергии. Величину $h_п = p/\rho g$ называют пьезометрическим напором, показывающим, на какую высоту поднимается жидкость в пьезометре под действием оказываемого на нее давления. Величину z называют геометрическим напором, характеризующим положение центра тяжести соответствующего сечения движущейся струйки жидкости над условно выбранной плоскостью сравнения. Сумму $z + p/\rho g$ называют потенциальным напором H_A, а сумму потенциального и скоростного напоров $z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$ называют полным напором H'_e.

Напор также измеряют в линейных единицах, что позволяет дать геометрическую интерпретацию уравнению Бернулли и его составляющим. Выбрав произвольную плоскость сравнения $O—O$ (см. рис. 25), отложим по вертикали значения геометрического, пьезометрического и скоростного напоров для соответствующих сечений струйки. По оси струйки пройдет линия, каждая точка которой отстоит от плоскости $O—O$ на расстояние z, характеризующее геометрический напор в соответствующем сечении струйки. Линию $K—K$, каждая точка которой характеризует пьезометрический напор для соответствующего сечения струйки, называют пьезометрической.

На рис. 25 нанесена также напорная линия MN, каждая точка которой соответствует полному напору H'_e в соответствующем сечении струйки идеальной жидкости. Линия MN параллельна плоскости сравнения, что свидетельствует о том, что при движении идеальной жидкости полный напор одинаков для любого сечения струйки.

При движении реальной жидкости, вследствие ее вязкости, действуют гидравлические сопротивления, на преодоление которых затрачивается энергия. Эта энергия превращается в теплоту и рассеивается в дальнейшем движущейся жидкостью. Уравнение Бернулли для струйки реальной жидкости имеет вид

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_f, \quad (48)$$

где h_f — потери напора на участке длиной L вдоль оси струйки между двумя сечениями.

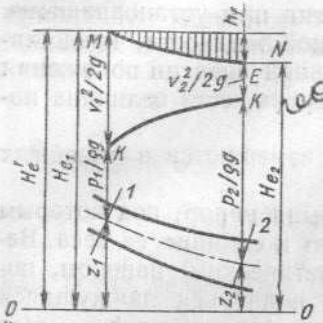


Рис. 26. К геометрической интерпретации уравнения Бернулли для реальной жидкости

В соответствии с выражением (48) графическое изображение уравнения Бернулли для струйки реальной жидкости (рис. 26) отличается от аналогичного графика для идеальной жидкости. Поскольку для реальной жидкости полный напор вдоль струйки не постоянен, а убывает по направлению течения жидкости, то его изменение по длине струйки изображается не горизонтальной линией, а некоторой кривой ME.

Падение напора на единице длины элементарной струйки, измеренной вдоль оси струйки, называют гидравлическим уклоном

$$i = \frac{dH_e}{dL} = -\frac{dh_f}{dL}. \qquad (49)$$

Гидравлический уклон положителен, если напорная линия снижается по течению жидкости, что всегда бывает при установившемся движении.

Для практического использования уравнения Бернулли необходимо распространить его на поток реальной жидкости:

$$\frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\rho g} + z_1 = \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\rho g} + z_2 + h_f, \qquad (50)$$

где α_1, α_2 — коэффициенты Кориолиса, учитывающие различие скоростей в разных точках сечения потока реальной жидкости (v_1 и v_2 — средние скорости жидкости в соответствующих сечениях). На практике $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$: для ламинарного режима течения жидкости в круглых трубах $\alpha = 2{,}0$; для турбулентного режима $\alpha = 1{,}04...1.1$.

Практическое применение уравнения Бернулли. Уравнение Бернулли — основное уравнение гидродинамики — применяют для решения многих теоретических и практических задач: при гидравлическом расчете трубопроводов, насосных установок, гидравлических турбин и т. д. Уравнение Бернулли лежит также в основе принципа расчета различных измерительных приборов, в частности приборов для измерения скоростного напора и расхода жидкости.

Измерение скоростного напора. Наиболее простым и распространенным прибором для измерения скорости движения жидкости является трубка Пито *1*, изогнутая под прямым углом и открытая с обоих концов (рис. 27). Трубку Пито устанавливают в потоке открытым суженным концом против движения жидкости, частицы которой у входного отверстия теряют свою кинетическую энергию и производят дополнительное давление на неподвижную жидкость в трубке. В результате этого уровень жидкости в трубке

Пито становится на некоторую высоту H_c больше уровня в пьезометрической трубке *2*. Следовательно, трубка Пито позволяет определить полное гидродинамическое давление в данной точке потока жидкости. Скоростной напор

$$H_c = \frac{v^2}{2g} = H_2 - H_1. \qquad (51)$$

Из этого уравнения можно найти скорость в точке потока жидкости

$$v = \sqrt{2gH_c}.$$

Определение расхода жидкости. Расход жидкости в трубопроводах определяют расходомерами. Рассмотрим принцип действия расходомера Вентури. Прибор состоит из двух конических патрубков, соединенных цилиндрическим патрубком, диаметр которого меньше диаметра трубопровода (рис. 28). При прохождении жидкости через сужающийся конический патрубок часть ее потенциальной энергии преобразуется в кинетическую. При движении жидкости через расширяющийся патрубок происходит обратное явление. Разность показаний установленных в сечениях *1—1* и *2—2* пьезометров позволяет определить среднюю скорость жидкости, а следовательно, и ее расход.

На основании уравнения Бернулли, полагая для простоты, что $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$, запишем следующее равенство для сечений *1—1* и *2—2*:

$$\frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \qquad (52)$$

Обозначим левую часть уравнения (52) через H, получим

$$H = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}. \qquad (53)$$

Пользуясь уравнением неразрывности потока, запишем

$$v_2 = \frac{S_1 v_1}{S_2},$$

где S_1 и S_2 — соответственно площади сечений *1—1* и *2—2*.

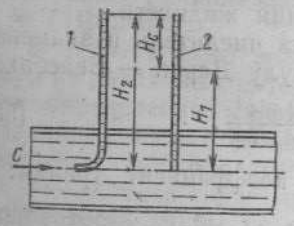


Рис. 27. Трубка Пито

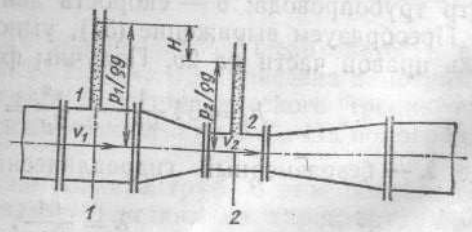


Рис. 28. Расходомер Вентури

Подставляя выражение для v_2 в уравнение (53), получим $H = \frac{v_1^2}{2g}\left(\frac{S_1}{S_2} - 1\right)$. Откуда $v_1 = \sqrt{\frac{2gHS_2^2}{S_1^2 - S_2^2}}$,

или $$v_1 = \sqrt{\frac{2gHd^4}{D^4 - d^4}},$$

где D и d — диаметры сечений *1—1* и *2—2*.

Теоретический расход

$$Q = v_1 S_1 = S_1 \sqrt{\frac{2gHd^4}{D^4 - d^4}}. \quad (54)$$

Для практических расчетов формулу (54) упрощают, заменяя все постоянные величины коэффициентом β, называемым постоянной расходомера, имеющей для данного прибора вполне определенное значение:

$$\beta = mS, \quad (55)$$

где $m = \sqrt{\frac{2gd^4}{D^4 - d^4}}$.

Тогда формула (54) примет вид

$$Q = \beta\sqrt{H}. \quad (56)$$

Потери напора в расходомере учитывают коэффициентом расхода прибора φ. Тогда действительный расход $Q = \varphi\beta\sqrt{H}$.

Движение жидкости и гидравлические сопротивления. При движении жидкости по трубопроводам действуют гидравлические сопротивления, приводящие к потерям напора: $h_l = h_l + h_м$, где h_l — потери на трение жидкости по длине трубопровода; $h_м$ — потери на преодоление местных сопротивлений.

Потери напора на длине трубопровода при ламинарном режиме течения жидкости в круглоцилиндрическом трубопроводе были исследованы доктором медицины Ж. Пуазейлем, нашедшим следующую зависимость:

$$h_l = \frac{32\nu}{g}\frac{l}{d^2}v, \quad (57)$$

где ν — кинематическая вязкость жидкости; l и d — длина и диаметр трубопровода; v — скорость движения жидкости.

Преобразуем выражение (57), умножив числитель и знаменатель правой части на $2v$. Получим формулу Дарси — Вейсбаха:

$$h_l = 64\frac{1}{\mathrm{Re}_d}\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g} = \lambda\frac{l}{d}\frac{v^2}{2g}, \quad (58)$$

где λ — безразмерный гидравлический коэффициент трения:

$$\lambda = \frac{64}{\mathrm{Re}_d}. \quad (59)$$

При ламинарном режиме движения жидкости гидравлический коэффициент трения λ является функцией числа Рейнольдса $\lambda = f(\mathrm{Re}_d)$ и прямо пропорционален скорости. Формула (58) справедлива также и для турбулентного режима движения жидкости. При этом режиме течения жидкости коэффициент λ зависит не только и не столько от числа Рейнольдса, сколько от размеров и формы неровностей на внутренней поверхности труб. Для расчетов вводят понятие об эквивалентной шероховатости $K_э$, мм, которая представляет собой условную форму шероховатости, размеры которой так же влияют на характер движения жидкости в трубе, как и реальные неровности в ней.

Толщина тонкого ламинарного слоя у внутренней поверхности труб при турбулентном режиме течения жидкости увеличивается при уменьшении числа Рейнольдса. Если число Рейнольдса таково, что толщина ламинарного слоя больше высоты выступов на внутренней поверхности стенки труб, то такие трубы принято называть гидравлически гладкими. Толщину ламинарного слоя δ в гидравлически гладких трубах круглого сечения при $\mathrm{Re}_d < 10^5$ можно подсчитать по следующей эмпирической формуле:

$$\delta = 62{,}8\, d\, \mathrm{Re}_d^{-0{,}875}, \quad (60)$$

где d — внутренний диаметр трубы.

Значение δ достигает всего нескольких долей миллиметра. У гидравлически гладких стенок по мере увеличения числа Рейнольдса все тоньше становится ламинарный слой и в большей мере проявляется их шероховатость. Выступы, которые раньше полностью располагались в ламинарном слое, начинают выступать в турбулентную зону. Следовательно, одна и та же стенка в зависимости от числа Рейнольдса Re_d может быть в одном случае гидравлически гладкой, в другом — шероховатой. Одни и те же размеры шероховатости оказывают большее влияние на характер течения жидкости в потоках малых поперечных размеров, чем в потоках с большими сечениями. Поэтому для характеристики влияния шероховатости на гидравлическое сопротивление в гидравлике введено понятие относительная шероховатость $K_э/d$. Обратную величину $d/K_э$ называют относительной гладкостью поверхности. Таким образом, коэффициент гидравлического трения λ для турбулентного режима в общем случае является функцией числа Рейнольдса и относительной гладкости поверхности: $\lambda = f(\mathrm{Re}_d, d/K_э)$.

В табл. 1 даны значения эквивалентной шероховатости для труб из различных материалов. На рис. 29 приведена номограмма для определения коэффициента λ гидравлического трения при различных числах Рейнольдса и отношениях $d/K_э$. На номограмме выделены три области:

I — область гидравлически гладких труб. В этой области шероховатость трубы не оказывает влияния на характер течения жидкости в ней. Потери напора на трение по длине прямо пропор-

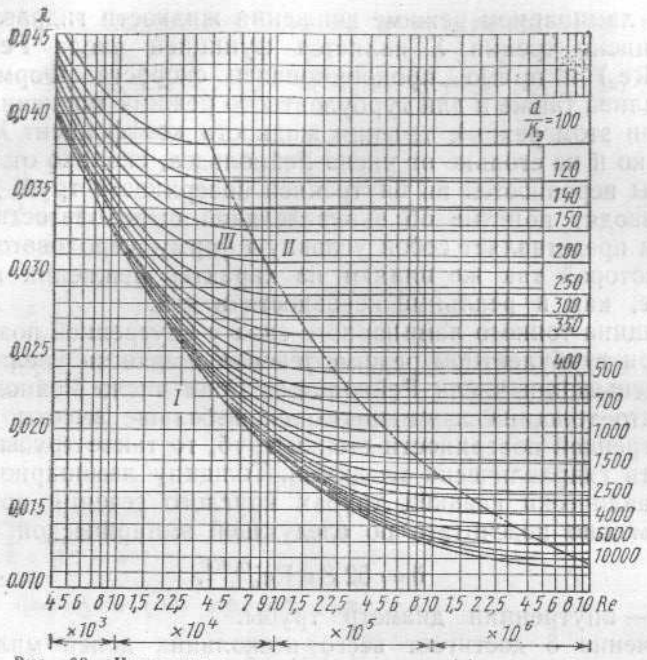


Рис. 29. Номограмма для определения коэффициента λ (по Г. А. Мурину)

циональны средней скорости течения жидкости в степени 1,75; коэффициент λ зависит только от числа Рейнольдса;

II — область квадратичного сопротивления шероховатых русел. В этой области потери напора на трение по длине прямо

Таблица 1

Труба	Состояние трубы	$K_э$, мм
Цельнотянутая стальная	Новая, не бывшая в эксплуатации	0,02—0,1
	Битумизированная	До 0,04
	Водопроводная, бывшая в эксплуатации	1,2—1,5
	Очищенная после многих лет работы	0,04
Цельносварная	Новая или старая в хорошем состоянии	0,04—0,1
Стальная	Новая битумизированная	0,05
	Со слоем равномерной коррозии	0,15
Чугунная	Новая	0,25—1,0
	Асфальтированная	0,12—0,3
	Водопроводная, бывшая в эксплуатации	1,4
Бетонная	Эксплуатируемая при средних условиях	2,5
Асбестоцементная	Новая	0,05—0,1
Керамическая	Глазурованная	1,4

пропорциональны квадрату средней скорости: коэффициент λ не зависит от числа Рейнольдса (все линии на рис. 29 параллельны оси абсцисс) и зависит только от относительной шероховатости внутренней поверхности трубы;

III — переходная область, расположенная между указанными областями. Эта область доквадратичного сопротивления, в которой потеря напора по длине пропорциональна средней скорости в степени m ($2 > m > 1{,}75$); коэффициент λ зависит и от числа Рейнольдса, и от относительной шероховатости.

При практических расчетах, определяя коэффициент λ гидравлического трения при турбулентном режиме движения жидкости, используют различные эмпирические и полуэмпирические формулы. Так, для гидравлически гладких труб при $4 \cdot 10^3 < \mathrm{Re}_d < 10^5$ коэффициент λ определяют по формуле Блазиуса:

$$\lambda = 0{,}3164\,\mathrm{Re}_d^{-0{,}25}. \tag{61}$$

В переходной области при $10^5 < \mathrm{Re}_d \leqslant 9{,}2 \cdot 10^5$ λ определяют по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{K_э}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}_d}\right)^{0{,}25}, \tag{62}$$

которая для области квадратичного закона сопротивления при $\mathrm{Re}_d > 9{,}2 \cdot 10^5$ приводится к формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0{,}11\sqrt[4]{K_э/d}. \tag{63}$$

Из формулы (58) следует, что гидравлический уклон

$$i = \frac{h_l}{L} = \frac{\lambda}{d}\frac{v^2}{2g}. \tag{64}$$

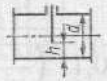
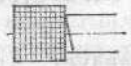
Но согласно (33) скорость движения жидкости в трубе $v = Q/S$, где Q — расход жидкости в этой трубе; S — площадь поперечного сечения трубы, равная $S = \pi d^2/4$. Подставив в (64) значение скорости v, выраженной через Q и d, получим

$$i = \frac{8\lambda}{\pi^2 g}\frac{Q^2}{d^5}. \tag{65}$$

Следовательно, гидравлические потери напора существенно зависят от расхода (прямо пропорциональны Q^2) и от диаметра трубы (обратно пропорциональны d^5).

Потери, связанные с преодолением местных сопротивлений, вызываются резким изменением скорости вследствие внезапного расширения или сужения живого сечения, изменением направления движения потока и т. п. При решении практических задач

Таблица 2

Местное сопротивление	Эскиз фасонных частей	Коэффициент местного сопротивления
Вход в трубу: при острых кромках . . . . . при закругленных кромках		0,5 0,05—0,2
Колено: при $R > 2d$ при $R \approx (3 \ldots 7)d$		0,5 0,3
Поворот угольником		1,1
Задвижка на круглой трубе: полностью открытая открытая на $^3/_4$ открытая на $^1/_2$		0,07 0,26 2,06
Вентиль при среднем открытии		1—3
Всасывающий клапан с сеткой на входе в водопроводную трубу		5—10

потери напора на местных сопротивлениях определяют по формуле Вейсбаха:

$$h_l = \xi_l \frac{v^2}{2g}, \qquad (66)$$

где ξ_l — безразмерный коэффициент местного сопротивления (табл. 2).

Из выражения (66) следует, что потери напора на преодоление местных сопротивлений также существенно зависят от скорости движения (прямо пропорциональны v^2, а следовательно, и Q^2) жидкости по этому сопротивлению.

Пример 8. Определить потери напора в новом стальном трубопроводе диаметром $d = 200$ мм и длиной $l = 2$ км, если расход транспортируемой по нему воды $Q = 200$ л/с. На трубопроводе установлены две задвижки, закрытые на 1/4, и угольник (90°). Принять для воды $\nu = 10^{-6}$ м²/с.

Потери напора складываются из потерь на трение по длине трубы h_l и потерь напора на преодоление местных сопротивлений $h_м$, т. е. $h_l = h_l + h_м$.

Определим скорость течения воды в трубе

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{0{,}2 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 0{,}2^2} = 6{,}3 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса $\mathrm{Re}_d = \frac{6{,}3 \cdot 0{,}2}{10^{-6}} = 1\,260\,000$.

По табл. 1 находим для новых цельнотянутых стальных труб $K_э = 0{,}1$ мм. Отношение $d/K_э = 200/0{,}1 = 2000$. По номограмме на рис. 29 найдем коэффициент гидравлических потерь $\lambda = 0{,}019$. Потерю напора от трения по длине трубы определим по формуле (58): $h_l = 0{,}017 \frac{2000}{0{,}2} \cdot \frac{6{,}3^2}{2 \cdot 9{,}8} = 344$ м,

Потерю напора на преодоление местных сопротивлений определим по формуле $h_м = (2\xi_1 + \xi_2)\, v^2/2g$. По табл. 2 найдем коэффициенты местных сопротивлений: для задвижки $\xi_1 = 0{,}26$, для угольника $\xi_2 = 1{,}1$. Тогда $h_м = (2 \cdot 0{,}26 + 1{,}1) \frac{6{,}3^2}{2 \cdot 9{,}8} \approx 3{,}27$ м и общие потери напора в трубе $h_l = h_l + h_м = 344 + 3{,}27 \approx 347$ м.

Понятие о гидравлическом расчете простого трубопровода. Простым называют трубопровод с постоянным диаметром по длине, не имеющий ответвлений по пути движения жидкости.

При расчете трубопровода в общем случае определяют одну из следующих трех величин: расход жидкости Q, падение напора H или площадь поперечного сечения трубы по двум другим известным величинам.

Пусть два резервуара: напорный *1* и расходный *2* — соединены между собой простым трубопроводом (рис. 30). Для уровней жидкости в указанных сосудах можно записать уравнение Бернулли:

$$\frac{p}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_l,$$

где h_l — гидравлические потери напора в трубопроводе.

Поскольку $p_1 = p_2 = p_a$ и скорости движения уровней пренебрежимо малы, т. е. $v_1 = v_2 = 0$, то $H = z_1 - z_2 = h_l$.

Таким образом, напор расходуется на преодоление гидравлического сопротивления между резервуарами в соединяющем их простом трубопроводе.

При расчетах трубопроводов различают длинные и короткие трубопроводы. Длинными считаются трубопроводы, у которых потери напора на трение по длине трубы значительно превышают потери на местных сопротивлениях. В этом случае при расчетах либо пренебрегают потерями напора на местных сопротивлениях, либо увеличивают на 5—10% потери напора на трение по длине. Например, для водопроводов диаметром 200—500 мм с турбулентным режимом течения воды длинными считают водопроводы длиной более 1000 м. Если потери на местных сопротивлениях соизмеримы с потерями

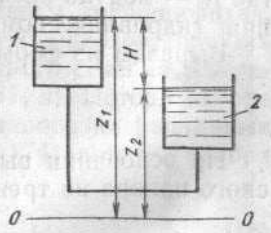


Рис. 30. К расчету простого трубопровода

напора на трение по длине, то такие трубопроводы принято называть короткими.

В основу гидравлического расчета длинного трубопровода положена формула Дарси—Вейсбаха (58), в которой диаметр трубы d заменен гидравлическим радиусом R согласно формуле (36):

$$h_l = \lambda \frac{L}{4R} \frac{v^2}{2g}. \quad (67)$$

Формулу (67) можно применять при расчете труб любой формы в отличие от формулы (58) Дарси—Вейсбаха, по которой рассчитывают только трубы круглого сечения.

Исходя из (67), определим гидравлический уклон трубопровода любого сечения

$$i = \frac{h_l}{L} = \frac{\lambda}{4R} \frac{v^2}{2g}.$$

Откуда

$$v = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}} \sqrt{Ri}. \quad (68)$$

Обозначив в выражении (68)

$$C = \sqrt{\frac{8g}{\lambda}}, \quad (69)$$

получим формулу Шези:

$$v = C\sqrt{Ri}. \quad (70)$$

Коэффициент Шези C зависит от гидравлического радиуса шероховатости поверхности трубы.

Расход жидкости

$$Q = Sv = SC\sqrt{R}\sqrt{i}, \quad (71)$$

где S — площадь поперечного сечения трубопровода.

Обозначив в формуле (71) $CS\sqrt{R} = K$, получим формулу для определения расхода жидкости в следующем виде:

$$Q = K\sqrt{i}, \quad (72)$$

где K — модуль расхода, представляющий собой расход жидкости при гидравлическом уклоне, равном единице.

Выразим из формулы (72) гидравлический уклон

$$i = \frac{Q^2}{K^2}. \quad (73)$$

На основании выражения (73) определим потери гидравлического напора на трение по длине:

$$h_l = iL = L\frac{Q^2}{K^2}. \quad (74)$$

Формулы (72) и (74) очень просты и часто применяются для практических расчетов при турбулентном режиме движения жидкости в области квадратичного сопротивления, что обычно бывает при больших значениях Re. Ввиду того, что такие условия наблюдаются в водопроводах, формулы (72) и (74) называют иногда «водопроводными».

В специальных таблицах [22] приведены значения гидравлического уклона, скорости движения жидкости в трубах из различных материалов с различной площадью сечения при различном расходе.

Пример 9. Стальная труба диаметром 150 мм соединяет два резервуара с постоянными уровнями $H_1 = 12$ м и $H_2 = 2$ м. В трубопроводе длиной 45 м, имеющем один поворот на 90°, установлена задвижка, открытая наполовину. Определить расход воды через трубу, приняв сопротивление входа трубы в резервуар $\xi_{вых} = 1$.

Падение напора вдоль трубопровода равно разности уровней воды в резервуарах: $h = H_1 - H_2 = 10$ м. С другой стороны, это падение напора можно выразить следующим образом: $h = \lambda \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} \sum \xi_i$, где $\sum \xi_i$ — сумма коэффициентов всех местных сопротивлений. Откуда найдем скорость воды в трубе

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{\lambda \frac{L}{d} + \sum \xi_i}}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений определим по табл. 2: на входе в трубу $\xi_{вх} = 0{,}5$; поворота на 90° (прямое колено) $\xi = 1{,}5$; вентиля $\xi_в = 3{,}0$; внезапного расширения (выход из трубы в резервуар) $\xi_{вых} = 1$. Таким образом, $\Sigma\xi_i = 0{,}5 + 1{,}5 + 3{,}0 + 1{,}0 = 6{,}0$.

Для определения λ подсчитаем число Рейнольдса: $\mathrm{Re}_d = \frac{vd}{\nu} = \frac{4{,}06 \cdot 0{,}15}{10^{-6}} = 6{,}1 \cdot 10^5$. Из номограммы на рис. 29 найдем при $\mathrm{Re}_d = 6 \cdot 10^5$ и отношении $K_э/d = 0{,}15/150 = 10^{-3}$ в области квадратичного сопротивления $\lambda = 0{,}02$. Приблизительно это же значение λ получается при подсчете по формуле Шифринсона (63) $\lambda = 0{,}11\sqrt[4]{10^{-3}} = 0{,}0196$. Таким образом, скорость воды в трубе $v = \sqrt{\frac{2 \cdot 9{,}8 \cdot 10}{0{,}0196 \frac{45}{0{,}15} + 6}} = 4{,}06$ м/с; расход воды по трубе $Q = vS = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3{,}14}{4} 0{,}15^2 \cdot 4{,}06 \approx 0{,}072$ м³/с $= 72$ л/с.

Последовательное и параллельное соединения трубопроводов. Последовательным называют соединение трубопроводов, при котором жидкость протекает по трубам различного сечения, соединенным последовательно в одну нитку (рис. 31, *а*). Потери напора в таком трубопроводе равны сумме потерь напора на различных участках $h_l = h_1 + h_2 + \cdots + h_n$. С учетом (74) потерю напора можно определить по следующей формуле:

$$h_l = Q^2\left(\frac{L_1}{K_1^2} + \frac{L_2}{K_2^2} + \cdots + \frac{L_n}{K_n^2}\right). \quad (75)$$

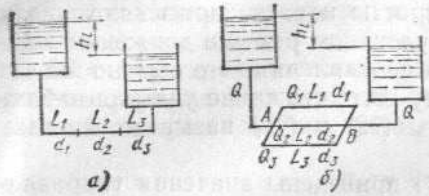


Рис. 31. Последовательное (*а*) и параллельное (*б*) соединения трубопроводов

При параллельном соединении трубопроводов (рис. 31, *б*) жидкость, поступая к точке A с определенным расходом Q, распределяется по ветвям таким образом, что расход в каждой ветви обратно пропорционален гидравлическому сопротивлению в нем. Жидкость со всех ветвей затем собирается в точку B с суммарным расходом, равным сумме расходов в отдельных ветвях. Очевидно, что потери напора во всех ветвях равны между собой и равны потере напора между точками A и B.

Из уравнения (74) для квадратичного закона следует

$$Q_1 = K_1 \sqrt{\frac{h_l}{L_1}}; \quad Q_2 = K_2 \sqrt{\frac{h_l}{L_2}}; \ldots;$$

$$Q_n = K_n \sqrt{\frac{h_l}{L_n}}, \tag{76}$$

где $K_1, K_2, \ldots, K_n$ и $L_1, L_2, \ldots, L_n$ — соответственно модули расхода и длина отдельных ветвей цепи. Сложив левую и правую части уравнения (76), найдем

$$Q = Q_1 + Q_2 + \cdots + Q_n = \sqrt{h_l}\left(\frac{K_1}{\sqrt{L_1}} + \frac{K_2}{\sqrt{L_2}} + \cdots + \frac{K_n}{\sqrt{L_n}}\right). \tag{77}$$

Пример 10. Стальной трубопровод имеет участок с двумя параллельными ветвями. Общий расход $Q = 3{,}2$ л/с. Определить распределение расхода по ветвям и изменение напора H_{1-2} между точками разветвления. Длина ветвей и модуль расхода труб равны соответственно: $L_1 = 40$ м; $K_1 = 14{,}9$ л/с; $L_2 = 90$ м; $K_2 = 6{,}1$ л/с.

Изменение напора между точками разветвления определим по формуле

$$H_{1-2} = \frac{Q^2}{\left(\frac{K_1}{\sqrt{L_1}} + \frac{K_2}{\sqrt{L_2}}\right)^2} = \frac{3{,}2^2 \cdot 10^{-6}}{\left(\frac{1{,}49 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{40}} + \frac{6{,}1 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{90}}\right)^2} = 1{,}14 \text{ м}.$$

Расходы в ветвях сети определим по формулам (76). Поскольку изменение напора для обеих ветвей одинаково и равно H_{1-2}, найдем

$$Q_1 = 14{,}9 \sqrt{\frac{1{,}14}{40}} = 2{,}51 \text{ л/с}; \quad Q_2 = 6{,}1 \sqrt{\frac{1{,}14}{90}} = 0{,}69 \text{ л/с}.$$

Общий расход $Q = Q_1 + Q_2 = 2{,}51 + 0{,}69 = 3{,}2$ л/с. Как видно, подсчет правильный, так как общий расход получился равным заданному.

Понятие о гидравлическом ударе. При быстром закрытии запорных устройств (клапанов, кранов и т. п.) в напорных трубопроводах вследствие резкого изменения скорости движения жидкости давление повышается до значений, в несколько раз превышающих номинальное давление в гидросистеме. Это явление называют гидравлическим ударом. Гидравлический удар весьма опасен для гидроагрегатов и трубопроводов и может вызвать их разрушение.

Теория гидравлического удара разработана Н. Е. Жуковским и получила признание и широкое распространение.

Рассмотрим простой трубопровод постоянного диаметра d длиной L, присоединенный к напорному резервуару и имеющий на конце задвижку (рис. 32). При быстром закрытии задвижки кинетическая энергия всей массы жидкости, движущейся со скоростью v, преобразуется в энергию давления. Вследствие упругости жидкости и материала трубы через некоторый, весьма малый промежуток времени (исчисляемый иногда тысячными долями секунды) после закрытия задвижки произойдет полная остановка и сжатие ближайшего к ней слоя жидкости под действием силы остальной массы движущейся жидкости. У задвижки в этом случае давление повысится до максимального значения, произойдет полный гидравлический удар. В следующий промежуток времени давление увеличится в следующем слое жидкости, а потом в следующем и т. д. Таким образом, повышение давления распространяется в виде ударной волны к началу трубопровода (прямой гидравлический удар) со значительной скоростью $v_у$. Волна повышенного давления достигает резервуара за время $\tau = L/v_у$. Так как давление в резервуаре в этот момент меньше, чем в трубопроводе (отраженный гидравлический удар), то жидкость начнет течь из трубопровода в резервуар, а от резервуара к задвижке будет перемещаться волна пониженного давления с той же скоростью $v_у$. Время, в течение которого ударная волна пониженного давления достигает резервуара и отраженная волна пониженного давления возвращается к задвижке, составляет фазу гидравлического удара:

$$T = \frac{2L}{v_у}. \tag{78}$$

Затем по трубе в направлении от задвижки к резервуару распространяется отраженная волна пониженного давления. В результате давление в трубе становится меньше первоначального. Через промежуток времени $\tau' = 3L/v_у$ волна пониженного давления достигнет резервуара. Жидкость из резервуара вновь устремится в трубу. Таким образом, в трубопроводе вновь создаются условия для распространения волн повышенного давления. Жуковский вывел формулу для определения максимального увеличения давления в трубах вследствие гидравлического удара (полного гидравлического удара)

$$\Delta p_{max} = \rho v_у v. \tag{79}$$

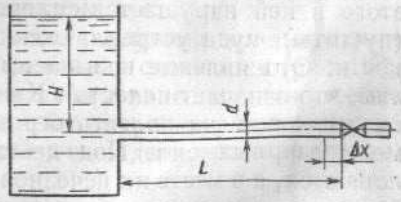


Рис. 32. К определению гидравлического удара

Здесь $v_у$ — скорость распространения ударной волны:

$$v_у = \sqrt{\frac{E_ж}{\rho}} \frac{1}{\sqrt{1+\frac{E_ж}{E\delta}}},$$

где $E_ж$ — модуль объемного сжатия жидкости; E — модуль упругости материала труб; δ — толщина стенок труб. При обычно применяемых на практике отношениях d/δ скорость $v_у$ может быть принята для стальных труб 1000 м/с, для чугунных 1200 м/с.

Для ослабления гидравлического удара запорные приспособления следует закрывать медленно. Если время закрытия $\tau \geqslant 2L/v_у$, то повышение давления не достигает максимального значения, так как частично давление при этом постепенно гасится отраженной волной (неполный гидравлический удар). Повышение давления при постепенном закрывании задвижки (неполном гидравлическом ударе) приближенно определяют по формуле

$$\Delta p = \rho v_у v \frac{T}{\tau}. \qquad (80)$$

Для предупреждения возникновения гидравлического удара применяют медленно закрывающиеся задвижки, вентили, воздушные колпаки, предохранительные клапаны.

Пример 11. Стальной трубопровод длиной $L = 1200$ м закрывается в течение $\tau = 2$ с. Скорость движения воды в трубопроводе $v = 3$ м/с. Определить увеличение давления.

Найдем фазу гидравлического удара по формуле (78):

$$T = \frac{2 \cdot 1200}{1000} = 2{,}4 \text{ с}.$$

Так как $\tau < T$, то увеличение давления достигает максимального значения, определяемого формулой (80). Для стальных труб $v_у = 1000$ м/с, поэтому $\Delta p_{max} = \frac{2{,}4}{2{,}0} \cdot 1000 \cdot 1000 \cdot 3 = 3{,}6$ МПа.

Кавитация. В жидкости по разным причинам может возникнуть разрежение: вследствие ее засасывания насосами, при быстром ее обтекании твердых поверхностей и т. п. При некоторой (критической) скорости давление внутри жидкости становится ниже давления насыщенного пара при данной температуре. В результате этого в ней нарушается сплошность среды и образуются полости (пустоты), куда устремляются пары и газы, растворенные в жидкости. Это явление называется кавитацией (от латинского *кавитас*, что означает полость). Каждая полость окружена жидкостью, оказывающей на полость огромное давление благодаря действию молекулярных сил. Под действием высокого давления полости лопаются, а в месте их исчезновения происходит резкое увеличение давления — возникает своего рода гидравлический удар. А так как этих полостей, особенно в быстро движущейся жидкости, об-

разуется множество и все они со временем «захлопываются», то в такой жидкости возникает множество гидравлических ударов.

Явление кавитации наблюдается в трубопроводах, находящихся под пониженным давлением, оно наблюдается при работе быстроходных центробежных насосов, рабочих колес гидротурбин, лопастей винтов, у крыльев судов на подводных крыльях, и т. д. Кавитация оказывает вредное действие на работу машин и трубопроводов: увеличиваются потери энергии на трение, понижается КПД, развиваются опасные вибрации и происходит так называемая кавитационная коррозия металлов, т. е. разрушение металла вследствие развивающихся многочисленных гидравлических ударов. Вначале с поверхности металла, подвергаемого кавитационной коррозии, выкрашиваются отдельные кусочки, а затем процесс быстро распространяется в глубь металла, охватывая своим разрушающим действием все большие участки. В результате металл становится рыхлым, губчатым и в конце концов совсем разрушается. Часто к кавитационной коррозии добавляется химическая коррозия, и процесс разрушения металла еще больше ускоряется. Во избежание кавитационных явлений или с целью уменьшения их отрицательного действия приходится ограничивать частоту вращения рабочих колес гидравлических машин, винтов судов, уменьшать скорость движения судов на подводных крыльях, изготовлять колеса, винты, крылья из антикоррозионных особопрочных материалов и придавать им специальные, порой весьма сложные, формы.

Истечение жидкости из отверстия. Изучение этого вопроса имеет большое практическое значение, так как с ним приходится сталкиваться при решении задач об опорожнении различных емкостей — железнодорожных цистерн, молоковозов и бензовозов, водонапорных баков и т. д.

Истечение из незатопленного отверстия. Рассмотрим истечение жидкости из малого незатопленного отверстия в тонкой стенке резервуара. Малым отверстием называют отверстие, вертикальный размер которого (высота, диаметр) не больше 0,1 H (H — напор над центром тяжести отверстия). Незатопленным называют отверстие, из которого жидкость истекает в атмосферу или другую газовую среду.

Говоря о тонкой стенке, имеем в виду, что отверстие в ней имеет острые края, а линейный размер отверстия l (например, диаметр) и толщина стенки δ связаны зависимостью $\delta \leqslant 3l$.

При истечении из малого отверстия с острыми краями струя жидкости на некотором расстоянии от стенки сжимается (рис. 33). Это явление объясняется инерцией частиц жидкости, движущейся при подходе к отверстию по криволинейным траекториям, которые лишь на некотором расстоянии за отверстием движутся параллельно друг другу.

Как показывает опыт, для круглого отверстия наиболее сжатое сечение струи находится за стенкой на расстоянии, равном при-

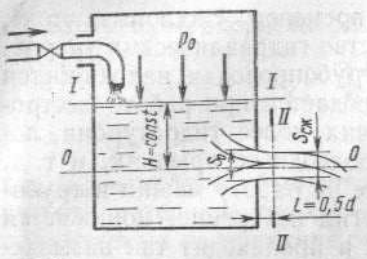


Рис. 33. Истечение жидкости из незатопленного отверстия

мерно 0,5 диаметра отверстия. Отношение площади этого сечения $S_{сж}$ к площади отверстия S_0 называют коэффициентом сжатия струи при истечении:

$$\varepsilon = \frac{S_{сж}}{S_0}. \qquad (81)$$

Для определения истечения жидкости из малого отверстия в вертикальной стенке в атмосферу при постоянном напоре воспользуемся уравнением Бернулли. Проведем плоскость сравнения *0—0* через центр тяжести сечения струи. Так как площадь сечения *I—I* значительно превышает площадь сечения *II—II*, то скоростью жидкости в сечении *I—I* можно пренебречь. Тогда уравнение Бернулли примет вид

$$H_0 + \frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_f, \qquad (82)$$

где H_0 — геометрический напор; p_0 — давление на свободную поверхность; p_2 и v_2 — давление и средняя скорость жидкости в сечении *II—II*; h_f — гидравлические потери напора, которые для малого отверстия в тонкой стенке определяются только местным сопротивлением: $h_f = h_м = \xi \frac{v^2}{2g}$. Тогда уравнение (82) примет вид

$$H_0 + \frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \xi \frac{v_2^2}{2g}. \qquad (83)$$

Если давление в сечении *II—II* мало отличается от атмосферного и давления в сечении *I—I*, можно принять $p_2 = p_0$.

Тогда уравнение (83) запишем в виде

$$H_0 = (1 + \xi) \frac{v_2^2}{2g}. \qquad (84)$$

Откуда $v_2 = \sqrt{2gH_0/(1+\xi)}$, или $v_2 = \varphi\sqrt{2gH_0}$, где $\varphi = (1+\xi)^{-\frac{1}{2}}$ — коэффициент скорости, представляющий собой отношение действительной скорости истечения реальной жидкости к скорости истечения идеальной жидкости, для которой $\xi = 0$ и $\varphi = 1$. Поэтому скорость истечения идеальной жидкости определяют по формуле Торричелли:

$$v_т = \sqrt{2gH_0}. \qquad (85)$$

Соответствующий ей расход идеальной жидкости, вытекающей из отверстия с площадью живого сечения S_0, $Q_т = S_0\sqrt{2gH_0}$.

Действительный расход реальной жидкости, вытекающей из такого же отверстия,

$$Q_д = v_2 S_2 = S_0 \varepsilon\varphi \sqrt{2gH_0} = \mu_s S_0 \sqrt{2gH_0}, \qquad (86)$$

где μ_s — коэффициент расхода отверстия, который представляет собой отношение действительного расхода к теоретическому при истечении жидкости из отверстия: $\mu_s = \varepsilon\varphi = Q_д/Q_т$.

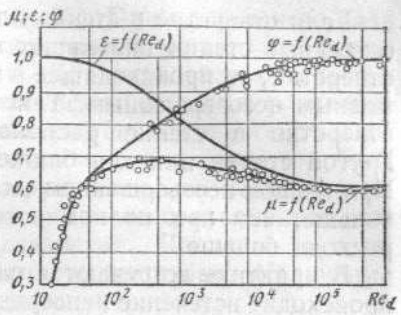


Рис. 34. Зависимости ε, φ и μ от числа Рейнольдса при истечении из незатопленного отверстия (по А. Д. Альтшулю)

Выполненные в последнее время исследования показали, что коэффициенты истечения ε, φ и μ_s существенно зависят от вязкости и характера движения жидкости. На основании обработки большого числа опытных данных для истечения жидкости из круглого отверстия в тонкой стенке А. Д. Альтшуль построил зависимости ε, φ и μ_s от числа Рейнольдса (рис. 34), с помощью которых можно определить коэффициенты истечения для различных жидкостей, движущихся с разными скоростями. При истечении, например, воды из небольшого круглого отверстия в тонкой стенке диаметр сжатого сечения $d_{сж} = 0{,}8d$, где d — диаметр отверстия. Отсюда коэффициент сжатия $\varepsilon = S_{сж}/S = d_{сж}^2/d^2 = 0{,}64$. Коэффициент скорости при этом принимают равным $\varphi = 0{,}97$, тогда коэффициент расхода $\mu_s = \varepsilon\varphi = 0{,}64 \cdot 0{,}97 = 0{,}62$. Эти же значения обычно принимают и для прямоугольных отверстий.

Сжатие струи бывает различным в зависимости от места расположения отверстия, из которого происходит истечение, относительно стенок сосуда. Сжатие струи называют совершенным, если отверстие удалено относительно стенок и дна сосуда настолько, что последние не оказывают направляющего влияния на частицы жидкости, подтекающие к отверстию. Опыты показывают, что сжатие является полным совершенным, если расстояние от кромок отверстия до остальных стенок и дна сосуда больше утроенного поперечного размера отверстия. Для круглого отверстия это расстояние больше трех диаметров; для прямоугольного отверстия *1* (рис. 35) $l_a \geqslant 3a$; $l_b \geqslant 3b$. При этом сжатие струи происходит со всех сторон отверстия. При совершенном сжатии значения коэффициентов сжатия ε и расхода μ_s — наименьшие.

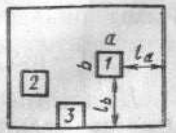


Рис. 35. Расположение отверстий, истечение из которых представляет:
1 — совершенное сжатие; *2* — полное несовершенное сжатие; *3* — неполное сжатие

Если отверстие в стенке или дне сосуда расположено так, что остальные стенки оказывают влияние на истечение жидкости из отверстия, то происходящее в этом случае сжатие струи называют полным несовершенным. Такое сжатие струи наблюдается, когда отверстие в стенке расположено относительно какой-нибудь другой стенки или дна ближе, чем указано ранее (отверстие *2*). При полном несовершенном сжатии коэффициент сжатия несколько больше, чем при полном совершенном, поэтому и коэффициент расхода больше.

В практике встречаются случаи, когда отверстие, из которого происходит истечение непосредственно примыкает к другой стенке или дну сосуда (отверстие *3*). У такой стенки сжатия струи не происходит и оно называется неполным.

В гидротехнических устройствах поперечные размеры отверстий обычно не так уж малы в сравнении с напором. Такие отверстия принято называть большими. Большими отверстиями, например, считают отверстия, линейные размеры которых (диаметр, высота) больше $0{,}1H$. Исследования показывают, что закономерности истечения из большого отверстия в вертикальной стенке значительной толщины намного сложней, чем из малого отверстия. Это связано с существенным различием напора в разных частях струи. В частности, верхняя часть струи движется под меньшим напором, чем нижняя. Однако расчеты истечения как из больших отверстий, так и из малых проводят по одним формулам, но коэффициенты скорости, сжатия и расхода имеют другие значения.

Коэффициенты расхода при истечении жидкости из различных отверстий, которые рекомендованы Н. П. Павловским для приближенных расчетов, имеют следующие значения:

Малые отверстия с совершенным сжатием	0,60—0,62
Отверстия средних размеров с совершенным сжатием	0,65
Большие отверстия с несовершенным полным сжатием	0,70
Большие отверстия с умеренным боковым сжатием, без сжатия по дну	0,80
Отверстия при значительном боковом сжатии, без сжатия по дну	0,65—0,70
Отверстия без сжатия по дну с плавными боковыми подходами	0,80—0,85

Пример 12. Определить скорость истечения и расход воды через круглое отверстие в тонкой стенке резервуара, если напор над центром отверстия $H = 10$ м, диаметр отверстия $d = 100$ мм.

Скорость истечения определим по формуле $v = \varphi\sqrt{2gH} = 0{,}97\sqrt{2 \cdot 9{,}8 \cdot 10} = 13{,}6$ м/с.

Расход

$$Q = \mu_s S\sqrt{2gH} = 0{,}62\,\frac{3{,}14 \cdot 0{,}1^2}{4}\sqrt{2 \cdot 9{,}8 \cdot 10} = 0{,}068 \text{ м}^3/\text{с} = 68 \text{ л/с}.$$

Истечение жидкости из затопленного отверстия. Затопленным называют отверстие, из которого истекает жидкость, распо-

ложенное ниже уровня жидкости (рис. 36). Примером такого вида истечения является работа шлюзов, очистных сооружений промышленных стоков, нефтеловушек и т. п. Для определения скорости истечения струи из затопленного отверстия составим уравнение Бернулли для двух сечений: начального, совмещенного со свободной поверхностью питающего водоема, и конечного *I—I*, совпадающего со сжатым сечением струи. Скорость жидкости на свободной поверхности пренебрежимо мала по сравнению со скоростью истечения из затопленного отверстия. Давление в сечении *I—I* распределяется по законам гидростатики. Уравнение Бернулли для этого случая имеет вид

$$z_0 + \frac{p_0}{\rho g} = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}, \qquad (87)$$

где p_1 — давление в центре тяжести отверстия истечения: $p_1 = p_0 + \rho g z_2$.

С учетом равенства $z_1 + z_2 = z$ и обозначения $z_0 - z = \Delta H$ получим формулу для определения скорости истечения: $v = \sqrt{2g\Delta H}$, аналогичную формуле (85), но здесь ΔH — разность уровней в водоемах.

При определении скорости истечения реальной жидкости получаем формулу, аналогичную формуле (83), но с учетом сделанной оговорки.

Расход жидкости из затопленного отверстия можно определить по формуле (86), в которую вместо H_0 следует подставить разность уровней в водоемах.

Истечение жидкости при переменном напоре. Этот вид истечения жидкости наблюдается при опорожнении различных резервуаров с водой, нефтепродуктами, шлюзовых камер гидросооружений и др. При опорожнении таких резервуаров непрерывно уменьшается гидростатический напор жидкости, что приводит к непрерывному уменьшению скорости истечения жидкости из отверстия. Для упрощения задачи предположим, что площадь поперечного сечения резервуара $S_р$ одинакова по всей его высоте и настолько велика по сравнению с площадью сечения отверстия истечения S_0, что скоростью движения поверхности жидкости в резервуаре можно пренебречь.

Если опорожняемый резервуар (рис. 37) наполнен до высоты H, то из него должен вылиться объем $V = S_р H$. Расход жидкости из отверстия истечения согласно формуле (86) $Q = \mu_s S_0\sqrt{2gH}$. Если приток жидкости в резервуар за время его опорожнения отсутствует, то за это время напор уменьшится от начального значения H до нуля в конце опорожнения. Вместе с тем уменьшится и расход жидкости через отверстие истечения от значения Q до нуля. Полагая коэффициент расхода μ_s постоянным на протяжении всего времени истечения (в действительности коэффициент рас-

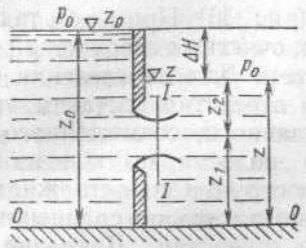


Рис. 36. Истечение жидкости из затопленного отверстия

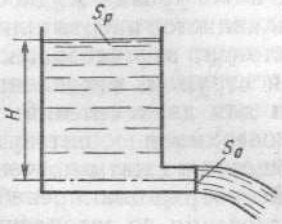


Рис. 37. Истечение жидкости из отверстия при переменном напоре

хода, зависящий от расхода, также изменяется), найдем средний расход $Q_{ср}$ жидкости из отверстия:

$$Q_{ср} = \frac{1}{2}\left(\mu_s S_0 \sqrt{2gH} + 0\right) = \frac{1}{2}\mu_s S_0 \sqrt{2gH}. \qquad (88)$$

Время опорожнения резервуара

$$\tau = \frac{S_p H}{\frac{1}{2}\mu_s S_0 \sqrt{2gH}} = \frac{2S_p \sqrt{H}}{\mu_s S_0 \sqrt{2g}}. \qquad (89)$$

Расход жидкости из затопленного отверстия при истечении из опорожняемого резервуара с переменным напором в резервуар с постоянным уровнем определяют также по формуле (88), только вместо начального напора H принимают начальную разность уровней жидкости ΔH перед и за отверстием.

Пример 13. Определить время опорожнения камеры шлюза через отверстия (клинкеты) в воротах при следующих данных: длина камеры 150 м, ширина 30 м, разность уровней воды в камере и в реке после шлюза в начальный момент $H = 5$ м, размеры отверстий $1{,}2 \times 1{,}0$ м, число отверстий 6, коэффициент расхода $\mu_s = 0{,}6$.

Площадь камеры $S = 150 \times 30 = 4500$ м². Суммарная площадь отверстий истечения $S = 6 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}2 = 7{,}2$ м². На основании формулы (89) время опорожнения камеры

$$\tau = \frac{2 \cdot 4500 \sqrt{5}}{0{,}6 \cdot 7{,}2 \sqrt{2 \cdot 9{,}8}} = 1052 \text{ с} = 17{,}6 \text{ мин}.$$

Истечение жидкости из насадков. Насадком называют короткий патрубок, присоединенный к отверстию истечения жидкости в резервуаре.

Насадки применяют для придания истекающей струе необходимой структуры, измерения расхода жидкости, увеличения пропускной способности отверстий, увеличения силы и дальности полета струи, создания вакуума в эжекторах и инжекторах, в водоструйных насосах и т. д. Длина насадка обычно равна $(3...4)d$, где d — диаметр отверстия в стенке.

Насадки подразделяются по расположению на внешние и внутренние, а по форме — на цилиндрические и конические (сходящиеся и расходящиеся). Основные типы насадков показаны на рис. 38.

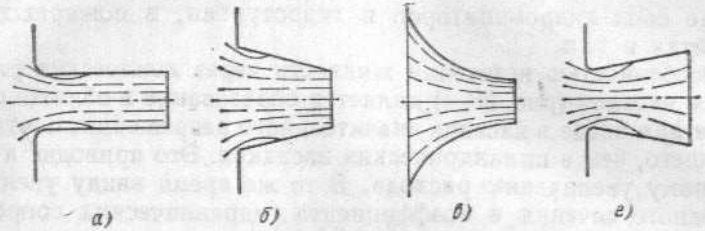


Рис. 38. Насадки:
а — цилиндрический; *б* — конический сходящийся; *в* — коноидальный; *г* — конический расходящийся

При истечении из цилиндрического насадка (рис. 38, *а*) струя жидкости вначале сжимается, а затем постепенно расширяется, заполняет насадок и истекает из него полным сечением. Внутри насадка в месте сжатия струи образуется разрежение $(0{,}7...0{,}8)H$.

Так как истечение жидкости из отверстия происходит в разреженную среду, то напор внутри насадка увеличивается. В суженном сечении скорость струи увеличивается, в результате увеличивается приток жидкости в насадок, а следовательно, его пропускная способность. Это приводит к общему увеличению коэффициента расхода по сравнению со случаем истечения из отверстия.

При выходе из цилиндрического насадка сжатия струи не происходит, и коэффициент сжатия $\varepsilon = 1$. Следовательно, $\mu_s = \varphi$.

Среднее значение коэффициента сопротивления цилиндрического насадка $\xi = 0{,}5$. Соответствующее значение коэффициента скорости

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{1+\xi}} = \frac{1}{\sqrt{1+0{,}5}} = 0{,}82.$$

Сравнивая значения коэффициентов расхода для цилиндрического насадка и отверстия, видим, что насадок увеличивает расход в среднем в 1,32 раза. В то же время вследствие расширения в насадке скорость истечения струи меньше скорости истечения из отверстия.

В конических сходящихся насадках (рис. 38, *б*) увеличивается не только расход, но и кинетическая энергия струи. В этих насадках также происходит сжатие струи, но меньше, чем в цилиндрических. Коэффициенты φ и μ_s в этом случае зависят от угла конусности α. Наибольшие значения $\varphi = 0{,}96$ и $\mu_s = 0{,}96$ соответствуют углу $\alpha = 13° 24'$. Значительно меньше сопротивление сужающихся насадков, выполненных по форме струи (рис. 38, *в*). Эти насадки называют коноидальными.

Конические сходящиеся насадки применяют при необходимости получить струю, обладающую большой кинетической энергией и сохраняющую форму на значительном расстоянии, например, в ка-

честве сопл гидромониторов и гидротурбин, в пожарных брандспойтах и т. п.

Особенностью истечения жидкости через конические расходящиеся насадки (рис. 38, *г*) является образование в области сжатия струи при входе в насадок значительного разрежения, почти вдвое большего, чем в цилиндрических насадках. Это приводит к значительному увеличению расхода. В то же время ввиду увеличения выходного сечения и коэффициента гидравлических сопротивлений скорость выхода из расширяющегося насадка сравнительно невелика. Такие насадки применяют в струйных насосах, диффузорах и т. д.

Пример 14. Определить для условия примера 12, насколько увеличится расход воды при истечении через конический сходящийся насадок с минимальным пропускным сечением того же диаметра.

Расход воды определим по формуле

$$Q = \mu_н S \sqrt{2gH} = 0{,}96 \frac{3{,}14 \cdot 0{,}1^2}{4} \sqrt{2 \cdot 9{,}8 \cdot 10} = 105{,}8 \text{ л/с}.$$

Следовательно, расход увеличивается на 37,8 л/с, или на 54%.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что изучает гидродинамика?
2. Какое движение жидкости называют установившимся, равномерным, ламинарным, турбулентным?
3. Что представляет собой число Рейнольдса?
4. Запишите уравнение Бернулли и объясните физический смысл каждого его члена.
5. Как практически используется уравнение Бернулли?
6. Как определить потери напора жидкости при ее движении по трубам? Как учитывать местные сопротивления при определении гидравлических потерь?
7. Почему возникает гидравлический удар? Как предотвратить или уменьшить его действие?
8. В чем сущность явления кавитации, где оно встречается, какое вредное действие оно оказывает?
9. Как определить расход жидкости, истекающей из малого отверстия?
10. Для чего служат насадки?

Глава 2

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ

Гидравлические машины делятся на насосы и гидравлические двигатели (гидродвигатели). Насосы преобразуют механическую работу в энергию потока жидкости. Гидродвигатели преобразуют энергию потока жидкости в механическую работу.

Насосы и гидродвигатели являются составной частью технологического оборудования и гидропривода. Их применяют в энергетике, для водоснабжения и канализации промышленных и сельскохозяйственных предприятий, городов и населенных пунктов.

§ 4. Насосы

Назначение и классификация. *Насосами* называют машины, предназначенные для создания потока жидкости. По конструкции и принципу работы насосы подразделяют на динамические и объемные. У насосов этих видов различные рабочие камеры и их сообщение со входом и выходом насоса. *Динамическим* называют насос, в котором жидкость перемещается под силовым воздействием на нее в камере, постоянно сообщающейся со входом и выходом насоса. *Объемным* называют насос, в котором рабочая жидкость перемещается вследствие периодического изменения объема занимаемой ею камеры, попеременно сообщающейся со входом и выходом насоса.

В зависимости от характера сил, действующих на рабочую жидкость, динамические насосы подразделяют на лопастные, электромагнитные и насосы трения. В *лопастных* насосах жидкая среда перемещается путем обтекания лопастей. К таким насосам относятся центробежные и осевые насосы. В *электромагнитных* насосах жидкость перемещается под воздействием электромагнитных сил. В *насосах трения* жидкость перемещается под воздействием сил трения. К ним относятся, например, вихревые, вибрационные и струйные насосы.

К *объемным* относятся следующие виды насосов, отличающиеся характером движения рабочих органов: возвратно-поступательные, крыльчатые и роторные.

В *возвратно-поступательных* насосах рабочие органы совершают прямолинейные взовратно-поступательные движения неза-

висимо от характера движения ведущего звена насоса. К ним относятся поршневые, плунжерные, диафрагменные насосы.

Крыльчатые насосы — это насосы с возвратно-поворотным движением рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена насоса.

Роторные насосы — это насосы с вращательным или вращательным и возвратно-поступательным движением рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена насоса. К насосам этого вида относятся радиально-поршневые, аксиально-поршневые, пластинчатые, шестеренные и винтовые.

В зависимости от условий работы насосы выполняют с учетом специальных требований. Они бывают герметичные — для исключения контакта подаваемой жидкости с окружающей средой, футерованные — для подачи агрессивных жидкостей. Изготовляют малошумные насосы, при работе которых шум не превышает заданных норм, обогреваемые и охлаждаемые насосы (в проточной части имеются обогреватели или охлаждающие устройства).

Этот далеко не полный перечень свидетельствует о многообразии насосов, отличающихся как конструктивно, так и функционально.

Насосная установка представляет собой насосный агрегат с комплектующим оборудованием, смонтированным по определенной схеме, обеспечивающей работу насоса. На рис. 39 изображена схема насосной установки, состоящей из насоса *1*, всасывающего *7* и напорного *4* трубопроводов. В заборной части всасывающего трубопровода имеются сетчатый фильтр *9* и всасывающий клапан *8*. На нагнетательном трубопроводе установлены вентиль *5* и обратный клапан *3*, предотвращающий поступление жидкости обратно в резервуар при прекращении работы насоса. Насосная установка оборудована измерительными приборами: вакуумметром *6*, установленным на входе в насос для измерения создаваемого разрежения, и манометром *2* на напорном трубопроводе.

Основные параметры насосов. Работа насосов характеризуется объемной подачей, высотой всасыания, напором, мощностью и КПД.

Объемной подачей Q называют объем жидкости, подаваемой в единицу времени. Объемную подачу измеряют в м³/с или л/с.

Высота всасывания. При работе насоса во всасывающей линии создается разрежение, и перекачиваемая жидкость поступает в насос благодаря разности давления p_0 на поверхности жидкости и p_1 — в сечении *1—1*: $(p_0 - p_1)/\rho g$. Однако последнее выражение еще не определяет геометрическую высоту всасывания, т. е. высоту, на которую может подняться жидкость по всасывающей трубе, так как в процессе всасывания часть перепада давления тратится на преодоление различных гидравлических сопротивлений $h_{f\,вс}$: на трение жидкости при движении по всасывающей трубе, на поднятие всасывающего клапана и сообщение всасываемой жидкости определенной скорости v_1. Для определения геометрической вы-

соты всасывания $H_{вс}$ составим уравнение Бернулли для сечений *1—1* и *0—0* относительно плоскости сравнения, проходящей через сечение *0—0*:

$$\frac{p_0}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + H_{вс} + h_{f\,вс}, \qquad (90)$$

откуда

$$H_{вс} = \frac{p_0 - p_1}{\rho g} - \frac{v_1^2}{2g} - h_{f\,вс}. \qquad (91)$$

Таким образом, геометрическая высота всасывания тем больше, чем выше давление на поверхности жидкости и чем оно ниже при входе в насос, чем меньше скорость движения жидкости во всасывающей линии и чем меньше гидравлические потери на линии всасывания.

Пример 15. Всасывающая труба насоса диаметром 250 мм и длиной 20 м, изготовлена из чугуна. Труба имеет одно колено, на ней установлена задвижка открытая на $^1/_2$, а на конце установлена приемная сетка. Насос подает 60 л/с воды. На какую высоту от свободной поверхности водоема поднимается вода при работе насоса, если давление перед входом в насос равно 40 кПа? Атмосферное давление принять равным 100 кПа.

Определим гидравлические потери по формуле

$$h_{f\,вс} = \left(\xi_{заб} + \xi_к + \xi_{зад} + \xi_{вс} + \lambda \frac{L}{d}\right) \frac{v^2}{2g}.$$

Коэффициенты местных сопротивлений найдем по табл. 2, где $\xi_{заб} = 6$ — сопротивление входа во всасывающую трубу при наличии приемной сетки; $\xi_к = 0{,}4$ — сопротивление колена; $\xi_{зад} = 2{,}0$ — сопротивление задвижки. Примем сопротивление всасывающего патрубка насоса $\xi_{вс} = 0{,}1$. По номограмме (см. рис. 29) и табл. 1, подсчитав Re_d, определим $\lambda = 0{,}03$.

Средняя скорость движения воды $v = \frac{Q \cdot 4}{\pi d^2} = \frac{0{,}06 \cdot 4}{3{,}14 \cdot 0{,}25^2} = 1{,}22$ м/с.

Подставив полученные результаты в формулу (91), найдем

$$H_{вс} = \frac{(1 - 0{,}4) \cdot 10^5}{10^3 \cdot 9{,}8} -$$

$$- \left(6 + 0{,}4 + 2{,}0 + 0{,}1 + 0{,}03 \frac{20}{0{,}25} + 1\right) \frac{1{,}22^2}{2 \cdot 9{,}8} \approx 5{,}2 \text{ м}.$$

Напором насоса называют удельную энергию, сообщаемую им перемещаемой жидкой среде.

Для определения напора насоса запишем в соответствии с уравнением Бернулли удельную энергию жидкости в сечениях *I—I* (см. рис. 39), где установлен вакуумметр, и *II—II*, где установлен манометр, относительно плоскости сравнения, проходящей через ось насоса *C—C*:

$$e_1 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g}; \quad e_2 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z,$$

где p_1 и p_2 — абсолютное давление в сечениях *I—I* и *II—II*; v_1 и v_2 — скорости жидкости в тех же сечениях.

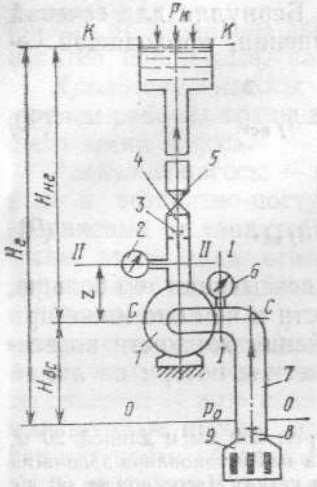


Рис. 39. Схема насосной установки:

1 — насос; *2* — манометр; *3* — обратный клапан; *4* — напорный трубопровод; *5* — вентиль; *6* — вакуумметр; *7* — всасывающий трубопровод; *8* — всасывающий клапан; *9* — сетчатый фильтр

По определению

$$H = e_2 - e_1 = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + z. \quad (92)$$

Но согласно (17) и (18) $p_2 = p_a + p_{ман}$ и $p_1 = p_a - p_{вак}$, поэтому

$$H = \frac{p_{ман} + p_{вак}}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + z. \quad (93)$$

Напор

$$H' = \frac{p_{ман} + p_{вак}}{\rho g} + z \quad (94)$$

называют манометрическим.

Таким образом, напор насоса равен сумме манометрического и скоростного напоров.

В процессе работы насос подает жидкость на геометрическую высоту $H_{нг}$. Для ее определения запишем уравнение Бернулли для сечений *II—II* и *K—K* относительно плоскости сравнения, проходящей по оси насоса,

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z = \frac{p_к}{\rho g} + \frac{v_к}{2g} + H_{нг} + h_{f\,нг}, \quad (95)$$

откуда

$$H_{нг} = \frac{p_2 - p_к}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_к^2}{2g} + z - h_{f\,нг}. \quad (96)$$

Следовательно, геометрическая высота тем больше, чем больше давление, развиваемое насосом, и чем меньше противодавление, оказываемое на жидкость в сечении *K—K*, чем больше скорость жидкости на выходе из насоса и чем меньше гидравлические сопротивления в напорной линии.

Подставив в уравнение (92) выражения $p_1/\rho g$ и $p_2/\rho g$, найденные из (90) и (95), получим

$$H = \frac{p_к - p_0}{\rho g} + H_{нг} + H_{вс} + h_{f\,вс} + h_{f\,нг}. \quad (97)$$

Сумму $H_{нг} + H_{вс}$ называют полной геометрической высотой подъема $H_г$.

Таким образом, потери напора насоса составляют потери на преодоление противодавления в напорном трубопроводе, поднятие жидкости на полную геометрическую высоту подъема и преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводах.

Пример 16. Определить напор насоса, если его объемная подача $Q = 20$ л/с воды, показания вакуумметра $p_{вак} = 36$ кПа, показания манометра $p_{ман} = 0{,}4$ МПа; $z = 400$ мм; диаметры нагнетательного трубопровода $d_2 = 250$ мм, всасывающего — $d_1 = 300$ мм.

Найдем манометрический напор по формуле (94):

$$\frac{p_{ман} + p_{вак}}{\rho g} + z = \frac{0{,}4 \cdot 10^6 + 36 \cdot 10^3}{10^3 \cdot 9{,}8} + 0{,}4 = 44{,}89 \text{ м}.$$

Определим скорости воды в нагнетательном и всасывающем трубопроводах

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi d_2^2} = \frac{4 \cdot 0{,}02}{3{,}14 \cdot 0{,}25^2} = 0{,}408 \text{ м/с};$$

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 0{,}02}{3{,}14 \cdot 0{,}3^2} = 0{,}283 \text{ м/с}.$$

Скоростной напор

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{0{,}408^2 - 0{,}283^2}{2 \cdot 9{,}8} = 0{,}05 \text{ м}.$$

Напор насоса согласно (92)

$$H = 44{,}89 + 0{,}05 = 44{,}94.$$

Мощность насоса. Различают мощность N, потребляемую насосом при его работе, и полезную мощность насоса $N_п$, Вт, сообщаемую насосом подаваемой жидкости и определяемую зависимостью

$$N_п = Qp, \quad (98)$$

где Q — объемная подача, м³/с; p — давление насоса, Па.

Зависимость (98) можно записать в виде

$$N_п = \rho g Q H, \quad (98а)$$

где H — напор, с которым подается жидкость плотностью ρ.

КПД насоса — отношение полезной мощности к мощности насоса:

$$\eta = \frac{N_п}{N}. \quad (99)$$

Из-за различных потерь, имеющихся при работе насоса и учитываемых соответствующими КПД (гидравлическим, объемным и механическим), всегда $N > N_п$.

Гидравлический КПД $\eta_г$ — отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности $N_г$, затраченной на преодоление гидравлических сопротивлений в насосе:

$$\eta_г = \frac{N_п}{N_п + N_г}. \quad (100)$$

Если жидкость подается под напором H, то напор, развиваемый насосом, больше H на $H_г$, и гидравлический КПД насоса

$$\eta_г = \frac{\rho g Q H}{\rho g Q (H + H_г)} = \frac{H}{H + H_г}. \quad (101)$$

Таким образом, гидравлический КПД насоса представляет собой отношение напора, под которым подается перекачиваемая жидкость к напору, развиваемому насосом.

Объемный КПД $\eta_о$ — отношение полезной мощности насоса к сумме полезной мощности и мощности $N_о$, связанной с потерями жидкости из-за различных утечек в насосе:

$$\eta_о = \frac{N_п}{N_п + N_о}. \qquad (102)$$

Если насос подает Q м³/с жидкости, то через него проходит $(Q + Q_о)$ м³/с жидкости, где $Q_о$ — утечки жидкости за секунду в неплотностях насоса. Сумму $Q + Q_о$ называют идеальной подачей, а отношение $Q/(Q + Q_о)$ — коэффициентом подачи насоса.

Зависимость (102) можно записать так:

$$\eta_о = \frac{\rho g Q H}{\rho g (Q + Q_о) H} = \frac{Q}{Q + Q_о}, \qquad (103)$$

т. е. объемный КПД насоса представляет собой отношение подачи к идеальной подаче.

Механический КПД насоса учитывает механические потери мощности, связанные с трением различных деталей насоса: в подшипниках, в цилиндрах и т. п. Механический КПД $\eta_м$, характеризующий относительную долю механических потерь в насосе, представляет собой отношение оставшейся после преодоления механических сопротивлений мощности N_e к мощности насоса N:

$$\eta_м = N_e/N = \rho g (Q + Q_о)(H + H_г)/N.$$

По определению КПД насоса $\eta = N_п/N$. Подставив значения $N_п$ и N, найдем

$$\eta = \frac{\rho g Q H \eta_м}{\rho g (Q + Q_о)(H + H_г)} = \eta_о \eta_г \eta_м. \qquad (104)$$

Таким образом, КПД насоса равен произведению объемного, гидравлического и механического коэффициентов полезного действия.

Пример 17. Насосная установка за 4 ч работы поднимает из скважины 18 м³ воды. Полный напор, развиваемый насосом: $H = 3000$ м. Определить полезную мощность насоса и его КПД, если мощность приводящего электродвигателя $N_{дв} = 55$ кВт.

Развиваемое насосом давление $p = \rho g H = 1000 \cdot 9{,}8 \cdot 3000 = 29{,}4$ МПа.

Полезная мощность $N_п = pQ = 29{,}4 \cdot 10^6 \frac{18}{4 \cdot 3600} = 3{,}67 \cdot 10^4$ Вт $= 36{,}7$ кВт.

КПД установки $\eta = \frac{N_п}{N_{дв}} = \frac{36{,}7}{55} = 0{,}67.$

Центробежный насос. Центробежным называют лопастной насос, в котором жидкость перемещается через рабочее колесо от центра к периферии.

На рис. 40 показана схема горизонтального центробежного насоса. Основными частями насоса являются корпус, рабочее колесо *6*, насаженное на вал *2*, вращающийся в подшипниках *3*. Рабочее колесо выполнено в виде двух дисков, между которыми находятся лопатки. Обычно колесо изготовляют в виде единой отливки из чугуна или бронзы. Корпус насоса выполняют в виде спиральной камеры, в конце которой установлен диффузор *5*.

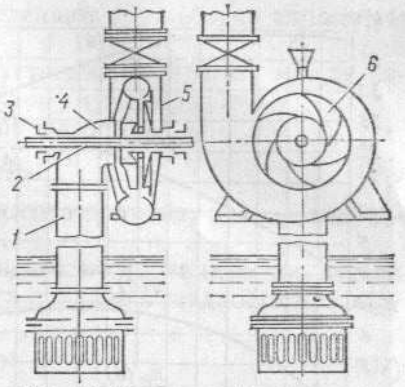


Рис. 40. Схема центробежного насоса: *1* — всасывающая труба; *2* — вал; *3* — подшипник; *4* — всасывающий патрубок; *5* — диффузор; *6* — рабочее колесо

Жидкость поступает на рабочее колесо насоса в осевом направлении по всасывающей трубе *1* через всасывающий патрубок *4* и направляется в каналы, образованные лопастями. При вращении колеса жидкости сообщается вращательное движение и под действием центробежных сил она перемещается в радиальном направлении и выталкивается в спиральную камеру. При этом в центральной части колеса создается разрежение, необходимое для всасывания жидкости в насос. Собираемая в спиральной камере жидкость со значительной скоростью поступает в диффузор *5*. В спиральной камере и диффузоре, вследствие уменьшения скорости движения и в соответствии с уравнением Бернулли, происходит преобразование кинетической энергии жидкости в энергию давления, и при повышенном давлении по напорному трубопроводу жидкость подается потребителям.

Для запуска в работу центробежного насоса необходимо заполнить жидкостью всю всасывающую линию и рабочее колесо; чтобы при этом жидкость не вытекала из насоса, в нижней части на всасывающей трубе установлен обратный клапан.

Основными параметрами центробежных насосов являются объемная подача Q, напор H, мощность $N_п$, КПД η и частота вращения n рабочего колеса. Эти параметры взаимосвязаны, и изменение одного из них неизбежно влечет за собой изменение других. Так, например, если при постоянной частоте вращения ротора увеличить подачу насоса, то создаваемый им напор уменьшится.

В паспорте насоса обычно указывают параметры насоса, соответствующие условиям, при которых КПД наибольший. Действительные условия эксплуатации могут существенно отличаться от рекомендованных. Чтобы определить параметры насоса в различных условиях его работы, при заводских испытаниях строят *характеристики насосов*, устанавливающие в графической форме связи между Q и H; Q и η; Q и N при постоянной частоте вращения колеса $n = \text{const}$ (рис. 41). По указанным характеристикам можно

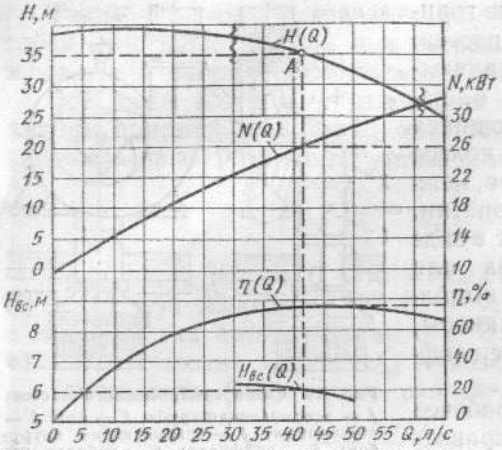


Рис. 41. Характеристики центробежного насоса

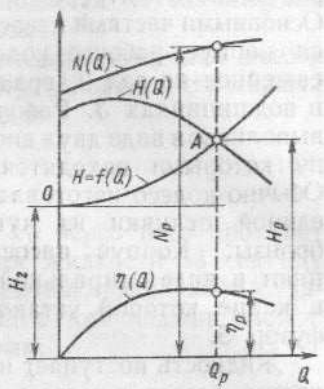


Рис. 42. Характеристики трубопровода $H = f(Q)$ и насоса

также установить высоту всасывания насоса. На кривой $H(Q)$ показана *рабочая часть характеристики* насоса (волнистой чертой), в пределах которой рекомендуется его применение. Использование характеристик насоса облегчает выбор насоса. Например, для определения подачи, при которой насос создает требуемый напор H (допустим, 35 м при перекачке воды), откладывают на характеристике насоса значение этого напора. Из полученной точки проводят горизонтальную линию до пересечения с кривой $H(Q)$ в точке A. Из точки A проводят вертикальную линию до оси абсцисс и определяют искомую подачу насоса Q. Как видно, при перекачке воды напор насоса равен 35 м при объемной подаче $Q =$ = 41 л/с. По точкам пересечения штриховой вертикальной линии с кривыми $N(Q)$, $\eta(Q)$ и $H_{вс}(Q)$ определяют соответственно мощность (26 кВт), КПД насоса (78%) и допустимую высоту всасывания (6 м).

Характеристики насосов, приведенные на рис. 41, построены для частоты вращения $n = 24$ с$^{-1}$. Для других частот вращения n_1 колеса параметры насоса можно пересчитать по следующим формулам:

$$Q_1 = Q\frac{n_1}{n}; \quad H_1 = H\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 \quad N_1 = N\left(\frac{n_1}{n}\right)^3. \qquad (105)$$

Допускается работа насоса при пониженной частоте вращения рабочего колеса. При этом допустимая высота всасывания увеличивается. Однако уменьшение частоты вращения вала более, чем вдвое, не рекомендуется. Работа с повышенной частотой вращения допускается в пределах 10—20%. При значительных изменениях частоты вращения КПД насоса уменьшается.

При подборе насоса необходимо учитывать условия его работы с напорным трубопроводом. Для этого совмещают характеристики трубопровода и насоса (рис. 42). При таком построении устанавливают рабочий режим насоса и определяют его рабочие параметры $Q_р$, $H_р$, $N_р$, $\eta_р$.

Характеристика трубопровода устанавливает связь между напором и расходом жидкости по данному трубопроводу.

Согласно (97) при $p_к = p_0$ напор насоса

$$H = H_г + h_f, \qquad (106)$$

где $H_г$ — полная геометрическая высота подъема, а h_f — гидравлические потери в трубопроводах.

При турбулентном движении жидкости гидравлические потери пропорциональны квадрату скорости движения жидкости или квадрату расхода:

$$h_f = \alpha Q^2. \qquad (107)$$

Тогда

$$H = H_г + \alpha Q^2. \qquad (108)$$

График функции $H = f(Q)$ — параболическая кривая, называется характеристикой трубопровода. Для определения рабочего режима насоса, подающего жидкость в данный трубопровод, отыскивают точку A на пересечении характеристики насоса $H(Q)$ и характеристики трубопровода $H = f(Q)$. Это рабочая точка насоса. Ордината этой точки — рабочий напор $H_р$, а абсцисса — предельная объемная подача $Q_р$ насоса в данный трубопровод при полном открытии задвижки и постоянной частоте вращения колеса. Проведя из точки A вертикальную прямую до пересечения с характеристиками $N(Q)$ и $\eta(Q)$, определяют соответственно потребляемую мощность и рабочий КПД $\eta_р$ насоса.

Регулирование подачи насоса. Простейший способ регулирования заключается в установке в напорной линии регулируемого вентиля. Такой способ регулирования невыгоден, так как прикрытие вентиля равносильно введению в напорную линию дополнительного сопротивления. Однако ввиду того, что центробежные насосы чаще всего приводятся в действие асинхронными электродвигателями с нерегулируемой частотой вращения вала, а также благодаря исключительной простоте осуществления, такой способ регулирования получил широкое применение на небольших насосных установках. Там он может быть оправдан, несмотря на уменьшение при этом КПД насоса.

Более сложным, но и более экономичным в эксплуатации является регулирование насоса путем изменения частоты вращения рабочего колеса. В этом случае не возникают дополнительные потери напора, КПД насоса остается практически неизменным в широком диапазоне регулирования. Этот метод регулирования может быть осуществлен при наличии приводного электродвигателя постоянного тока или электродвигателя с несколькими ступенями скорости, при наличии специальных электро- или гидромуфт и т. п.

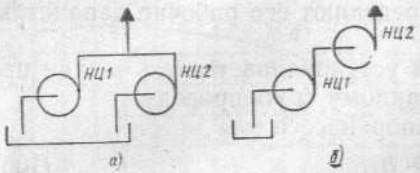


Рис. 43. Параллельное (*а*) и последовательное (*б*) соединения насосов в системе

Параллельное и последовательное соединение насосов. Соединение двух или нескольких насосов в агрегате позволяет намного расширить область применения центробежных насосов. Насосы могут быть включены в систему параллельно (рис. 43, *а*) и последовательно (рис. 43, *б*). Параллельное соединение насосов применяют главным образом для увеличения подачи. При этом напор, создаваемый агрегатом, состоящим из насосов с близкими характеристиками, остается практически неизменным. Однако допускается включение насосов с несколько отличными характеристиками. В этом случае напор, создаваемый таким агрегатом, определяется в основном большим напором, который создают насосы при отдельной работе с одним и тем же трубопроводом. Параллельное соединение насосов в агрегате позволяет частично решить проблему регулирования путем одновременного включения в работу одного или нескольких насосов.

Последовательное соединение насосов применяют, когда при неизменной подаче агрегата необходимо создать напор, который не может создать один насос.

Для получения больших напоров при относительно малой подаче центробежные насосы выполняют многоступенчатыми. В этих насосах жидкость проходит последовательно через несколько колес, укрепленных на одном валу (рис. 44). По специальным соединительным каналам жидкость поступает из напорной части одной ступени во всасывающую часть другой и таким образом в каждой ступени происходит постепенное увеличение напора. Напор многоступенчатого насоса может достигать 100 м и более.

Осевой насос. Осевым называют лопастной насос, в котором жидкость перемещается через рабочее колесо в направлении его оси. Схема такого насоса показана на рис. 45. Основными элемен-

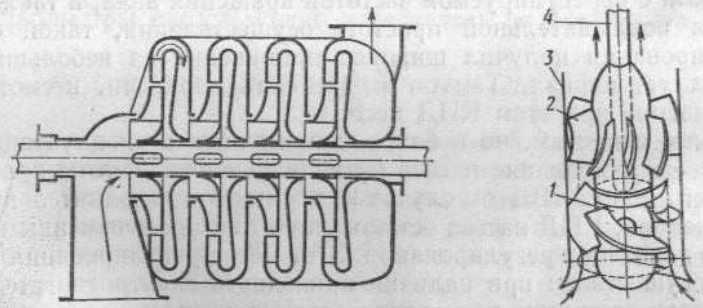


Рис. 44. Схема многоступенчатого центробежного насоса

Рис. 45. Осевой насос:
1 — рабочее колесо; *2* — направляющий аппарат; *3* — труба; *4* — вал

тами осевого насоса являются рабочее колесо *1*, укрепленное на валу *4*. Вал осевого насоса может быть расположен горизонтально или вертикально. Насос оснащен направляющим аппаратом *2*, расположенным в цилиндрической трубе *3*. Направляющий аппарат служит для выпрямления потока жидкости при выходе ее из рабочего колеса. При этом часть кинетической энергии жидкости преобразуется в энергию давления. Рабочее колесо имеет лопасти (от трех до шести). Эти лопасти могут быть жестко закреплены на ступице колеса (жестколопастной насос). Лопасти крупных осевых насосов делаются поворотными (поворотнолопастной насос), что позволяет регулировать подачу насоса при постоянной частоте вращения вала без уменьшения КПД.

Осевые насосы могут быть одно- и многоступенчатыми. Они характеризуются большой подачей, сравнительно малой высотой всасывания (до 3 м) и малым напором (до 20 м). КПД осевых насосов достигает 90%. Такие насосы успешно работают при перекачивании загрязненных жидкостей и используются в оросительных системах, а также на перекачивающих станциях каналов с принудительным подъемом воды.

Поршневые насосы. Поршневым называют объемный насос, в котором рабочие органы, выполненные в виде поршней, совершают прямолинейные возвратно-поступательные движения независимо от характера движения ведущего звена.

Поршневые насосы могут быть одностороннего и двустороннего действия. Поршневым насосом одностороннего действия называют возвратно-поступательный насос, у которого жидкость вытесняется из замкнутой камеры при движении рабочего органа в одну сторону. Такой насос (рис. 46) состоит из цилиндра *4* с поршнем *3* и рабочей камеры *А*, имеющей всасывающий *5* и нагнетательный *2* клапаны. На всасывающем трубопроводе *6* насоса имеется приемное устройство, состоящее из сетчатого фильтра *8* и обратного клапана *7*.

Принцип работы поршневого насоса одностороннего действия заключается в следующем. При движении поршня вправо в рабочей камере *А* создается разрежение. Под действием разности давления в камере и атмосферного давления жидкость поступает по всасывающему трубопроводу *6*, поднимает всасывающий клапан *5* и заполняет рабочую камеру. При движении поршня влево в рабочей камере создается избыточное давление, в результате чего всасывающий клапан закрывается, а нагнетательный клапан *2* открывается. При этом жидкость из рабочей камеры вытесняется в напорный трубопровод *1*.

Поршневым насосом двустороннего действия называют возвратно-поступательный насос, у которого жидкость вытесняется из рабочей камеры при движении рабочего органа в обе стороны. Поршневой насос двустороннего действия (рис. 47) имеет две рабочие камеры *А* и *Б*, в каждой из которых установлены всасывающие (*1* и *7*) и нагнетательные (*2* и *6*) клапаны. При движении

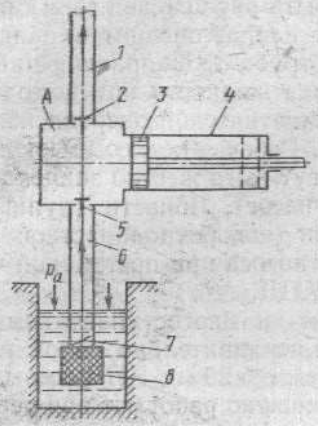


Рис. 46. Поршневой насос одностороннего действия:
А — рабочая камера; *1* — напорный трубопровод; *2* — нагнетательный клапан; *3* — поршень; *4* — цилиндр; *5* — всасывающий клапан; *6* — всасывающий трубопровод; *7* — обратный клапан; *8* — сетчатый фильтр

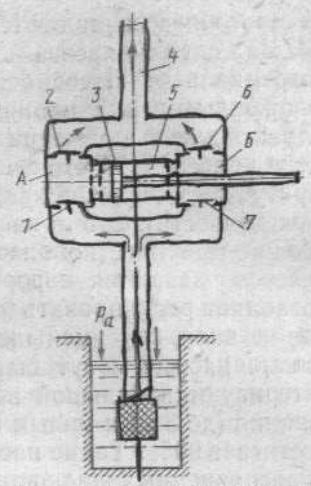


Рис. 47. Поршневой насос двустороннего действия:
А и *Б* — рабочие камеры; *1, 7* — всасывающие клапаны; *2, 6* — нагнетательные клапаны; *3* — поршень; *4* — напорный трубопровод; *5* — цилиндр

поршня *3* вправо в цилиндре *5* при установившейся работе насоса происходит всасывание жидкости через клапан *1* в рабочую камеру *А* и нагнетание жидкости через клапан *6* из рабочей камеры *Б* в напорный трубопровод *4*. Клапаны *7* и *2* в это время закрыты. При движении поршня влево в рабочей камере *Б* происходит всасывание через клапан *7*, а в камере *А* — нагнетание жидкости через клапан *2*. В это время закрыты клапаны *1* и *6*.

Насосы двустороннего действия сложнее по устройству, но обеспечивают более равномерную подачу жидкости, чем насосы одностороннего действия.

Для нормальной работы поршневого насоса важно, чтобы скорость движения поршня в цилиндре равнялась скорости движения в нем жидкости. Если скорость поршня больше скорости жидкости при всасывании, то произойдет отрыв жидкости от поршня. Это явление крайне опасно, ибо, когда жидкость вновь «догонит» поршень, может произойти гидравлический удар, который разрушит поршень или другие элементы насоса. Отрыв жидкости возможен также при очень больших высоте всасывания жидкости и гидравлических сопротивлениях, а также при засасывании горячей жидкости.

Геометрическую высоту всасывания и подачи поршневых насосов определяют соответственно по формулам (91) и (96). Однако при определении гидравлических потерь необходимо учитывать потери $h_{и.вс}$ и $h_{и.нг}$, связанные с действием инерционных сил, возникающих соответственно во всасывающей и напорной линиях из-

за неравномерного движения жидкости вследствие неравномерности движения поршня.

Теоретическая объемная подача, м³/с, поршневого насоса одностороннего действия

$$Q_т = Shn,$$

где S — площадь сечения поршня, м²; h — ход поршня, м; n — число двойных ходов поршня в секунду.

Теоретическая объемная подача насоса двустороннего действия $Q_т = (2S - s)\,hn$, где s — площадь сечения штока поршня.

Действительная подача поршневых насосов меньше теоретической из-за запаздывания открытия и закрытия клапанов, вследствие чего происходит обратная утечка жидкости через клапаны. Утечки жидкости могут быть также при наличии неплотностей в соединениях, сальниках и т. п. Уменьшение подачи, кроме того, связано с просачиванием воздуха в цилиндр насоса через неплотности и выделением из жидкости растворенного в ней воздуха при всасывании. Все эти потери жидкости учитываются объемным КПД насоса $\eta_о$, который обычно равен 0,85 ... 0,98.

Общим недостатком всех насосов с возвратно-поступательным движением основного органа—поршня — является то, что скорость движения жидкости в напорном и всасывающем трубопроводах зависит от скорости движения поршня, которая является величиной переменной и в крайних положениях поршня равна нулю. Поэтому поток жидкости в трубопроводах периодически останавливается. При этом могут возникать гидравлические удары. Кроме того, для приведения потока жидкости вновь в движение требуется дополнительная затрата энергии. Для смягчения гидравлических ударов и уменьшения неравномерности подачи во всасывающем и напорном трубопроводах насоса устанавливают пневмогидроаккумуляторы (см. рис. 8). Во время хода поршня при нагнетании жидкость поступает одновременно в напорный трубопровод и заполняет пневмогидроаккумулятор, сжимая находящийся над ней воздух. Когда поршень завершит фазу нагнетания, жидкость под давлением сжатого воздуха будет еще некоторое время поступать в напорный трубопровод из пневмогидроаккумулятора. Благодаря этому удается значительно снизить колебания скорости движения жидкости в трубопроводах при подаче поршневым насосом.

Аналогичную функцию выполняет пневмогидроаккумулятор, установленный во всасывающем трубопроводе насоса.

Подачу поршневых насосов регулируют путем изменения хода и числа ходов поршня в единицу времени. При наличии приводного кривошипного механизма это достигается перестановкой пальца кривошипа и изменением частоты вращения кривошипа.

Пример 18. Определить средний объемный КПД поршневого насоса двустороннего действия, заполняющего мерный бак объемом $V = 1{,}5$ м³ за 90 с,

если известны диаметр поршня $D = 0{,}2$ м, ход поршня $h = 0{,}3$ м, диаметр штока $d = 0{,}04$ м и частота вращения вала $n = 1$ с$^{-1}$.

Определим теоретическую подачу насоса по формуле

$$Q_т = \frac{\pi}{4}(2D^2 - d^2)hn = \frac{3{,}14}{4}(2 \cdot 0{,}2^2 - 0{,}04^2)\,0{,}3 = 0{,}0185 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Средняя действительная объемная подача насоса $Q = 1{,}5/90 = 0{,}0167$ м^3/с. Объемный КПД насоса

$$\eta_о = \frac{Q}{Q_т} = \frac{0{,}0167}{0{,}0185} = 0{,}9.$$

Поршневые насосы применяют для подачи воды из открытых водоемов, шахтных и буровых колодцев. Эти насосы могут начать работу без предварительного заполнения жидкостью, подача их не зависит от создаваемого напора, а КПД достигает 50—60%. Несмотря на ряд недостатков, связанных с трудностями осуществления привода, сложностью ремонта и обслуживания, быстрой изнашиваемостью, поршневые насосы широко применяют в сельскохозяйственном водоснабжении, особенно там, где необходимо осуществить подъем воды с больших глубин, а также в промышленности и строительстве.

Сравнивая центробежные и поршневые насосы, следует отметить, что центробежные насосы при одинаковой подаче с поршневыми имеют меньшие габариты и массу, они проще в эксплуатации, обеспечивают непрерывную и равномерную подачу жидкости, могут непосредственно соединяться с электродвигателем или турбиной без промежуточного механизма; они менее требовательны к чистоте перекачиваемой жидкости. К недостаткам центробежных насосов следует отнести необходимость заливки в них жидкости перед пуском, а также уменьшение КПД при уменьшении подачи и увеличении напора.

Поршневые насосы свободны от указанных недостатков, могут подавать жидкость со сравнительно больших глубин, создавать практически неограниченный напор. Все зависит лишь от мощности приводящего двигателя и прочности деталей насоса. Однако они требуют специального механизма при использовании электродвигателя.

Крыльчатый насос. Крыльчатым называют объемный насос с возвратно-поворотным движением рабочих органов независимо от характера движения ведущего звена насоса.

На рис. 48 показана схема крыльчатого насоса. В цилиндрическом корпусе *9* имеется неподвижная перегородка *11*, на которой установлены всасывающие клапаны *2* и *10*. Рабочим органом насоса является крыльчатка *4*, плотно прилегающая к стенкам корпуса и укрепленная на валу *3*. На крыльчатке имеются два нагнетательных клапана *5* и *8*. Насос имеет ручной привод — рукоятку *7*, соединенную с валом *3*. При повороте рукоятки слева направо происходит всасывание жидкости из всасывающего патрубка *1* через клапан *2* в полость *А*. В полости *Б* давление повышается.

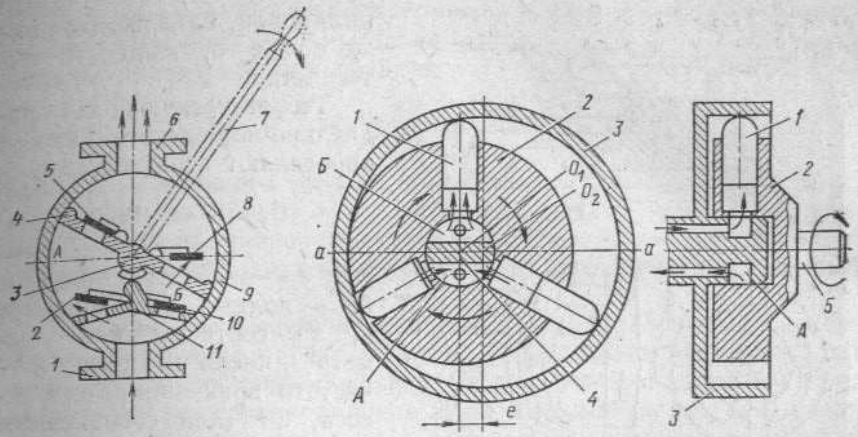


Рис. 48. Крыльчатый насос:
1 — всасывающий патрубок; *2*, *5*, *8*, *10* — клапаны; *3* — вал; *4* — крыльчатка; *6* — нагнетательный патрубок; *7* — рукоятка; *9* — корпус; *11* — перегородка

Рис. 49. Роторный радиально-поршневой насос:
1 — поршень; *2* — ротор; *3* — статор; *4* — цапфенный распределитель; *5* — вал

Жидкость через клапан *8* перетекает в верхнюю полость цилиндра, откуда левой частью крыльчатки нагнетается в патрубок *6*. При повороте крыльчатки в обратном направлении происходит всасывание в полость *Б* и перетекание жидкости из полости *А*. Крыльчатые насосы применяют для перекачки чистых жидкостей: воды, бензина, легких масел и др.

Напор, создаваемый этими насосами, не превышает 40 м.

Роторные насосы. *Радиально-поршневым* называют роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора перпендикулярна осям рабочих органов или составляет с ними угол более 45°.

Схема радиально-поршневого насоса однократного действия показана на рис. 49. Он состоит из статора *3*, в котором эксцентрично вращается ротор *2*, жестко соединенный с валом *5*. В роторе имеются цилиндрические полости, в которых совершают возвратно-поступательное движение поршни *1*. Число поршней обычно равно 5 —9, но на рис. 49 для простоты показаны только три поршня. В неподвижном цапфенном распределителе *4* имеется специальная перегородка, разделяющая полости всасывания *Б* и нагнетания *А*, к которым подведены соответствующие каналы. Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении ротора возникают центробежные силы, вынуждающие поршни двигаться от оси ротора. При этом в рабочих камерах, расположенных выше оси *а—а*, объемы камер увеличиваются от нуля до максимального значения. Происходит всасывание жидкости. Обратно, в сторону оси, поршни возвращаются благодаря реакции статора, и из

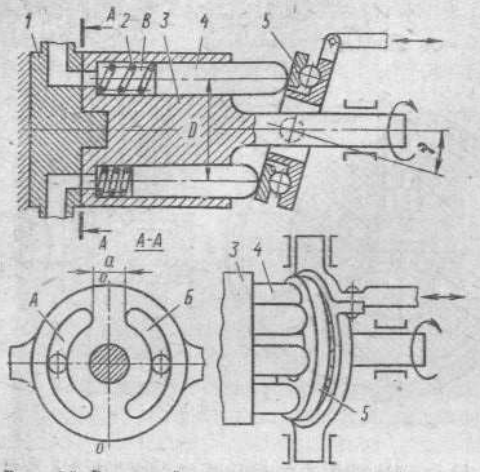


Рис. 50. Роторный аксиально-поршневой насос:

1 — распределительный диск; *2* — пружина; *3* — ротор; *4* — поршень; *5* — наклонный диск

цилиндров, находящихся ниже оси *а—а*, жидкость вытесняется.

Теоретическую подачу радиально-поршневого насоса определяют по формуле

$$Q_т = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot 2ezn,$$

где e — эксцентриситет, м ($2e$ — полный ход поршня); d, z — соответственно диаметр и число поршней; n — частота вращения ротора насоса, $с^{-1}$ (для современных насосов $n = 16 \ldots 32$ $с^{-1}$).

Изменяя эксцентриситет такого насоса, можно регулировать его подачу. Современные радиально-поршневые насосы допускают изменение не только величины эксцентриситета, но и его знака. При этом в рабочих камерах, где происходило всасывание, будет происходить нагнетание, что приведет к изменению направления потока жидкости.

Аксиально-поршневым называют роторно-поршневой насос, у которого ось вращения ротора параллельна осям рабочих органов или составляет с ними угол менее 45°.

На рис. 50 показана схема аксиально-поршневого насоса с наклонным диском. Рабочие камеры *В* насоса образованы рабочими поверхностями цилиндров, в которых расположены поршни *4*. Пружинами *2* поршни поджаты к наклонному диску *5*. В распределительном диске *1* имеются дугообразные окна *А* и *Б*, соединенные с входом и выходом насоса. Принцип работы насоса заключается в следующем. Вращение от вала насоса передается ротору *3*. В результате наклона диска *5* поршни совершают сложное движение: они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно. Рабочие камеры, расположенные слева от оси *0—0*, соединены со всасывающим окном *А*. В этих камерах поршни движутся в направлении от распределительного диска *1*. Объем камер увеличивается от нуля до максимума. При этом в камерах создается вакуум, и под действием перепада давлений они заполняются рабочей жидкостью. Так происходит процесс всасывания. В рабочих камерах, расположенных справа от оси *0—0*, поршни движутся в направлении к распределительному диску и вытесняют рабочую жидкость через окно *Б* на выход насоса. Так происходит процесс вытеснения (нагнетания).

При изменении угла наклона диска *5* изменяется ход поршней, а следовательно, подача насоса. Подачу аксиально-поршневых насосов определяют по формуле

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} znD \operatorname{tg} \gamma,$$

где d, D — диаметры поршня и окружности, на которой расположены оси цилиндров; z — число цилиндров ($z = 7 \ldots 9$); γ — угол между осью цилиндров и перпендикуляром к наклонной шайбе (обычно $\gamma = 20°$). Произведение $D \operatorname{tg} \gamma$ определяет ход поршней в насосе.

Пластинчатым называют шиберный насос, рабочие органы которого выполнены в виде пластин. Схема пластинчатого насоса однократного действия показана на рис. 51. В статоре *1* насоса расположен эксцентрично ротор *2*, насаженный на вал *4*. В пазах ротора размещены пластины *3*. В боковых крышках насоса имеются два дугообразных окна *А* и *Б*, соединенных с входом и выходом насоса. Ширина перемычки *а* не должна превышать расстояния между смежными пластинами.

При вращении ротора по часовой стрелке пластины, расположенные ниже линии *б—б*, выдвигаются под действием центробежных сил, увеличивая объемы рабочих камер и создавая разрежение в окне *Б*, куда устремляется засасываемая жидкость из всасывающей полости. По мере перемещения соответствующих пластин выше линии *б—б* уменьшаются объемы между смежными пластинами, и через дугообразное окно *А* жидкость вытесняется на выход насоса.

Теоретическую подачу пластинчатых насосов можно подсчитать по формуле

$$Q_т = 2eb\,(\pi D - \delta z)\,n,$$

где e — эксцентриситет насоса; b — ширина пластины; D — диаметр статора; δ — толщина пластины; z — число пластин.

Пластинчатые насосы применяются в системах гидропривода, а также в вакуумной технике.

Шестеренным называют зубчатый насос с рабочими органами в виде шестерен, обеспечивающих геометрическое замыкание рабочей камеры и передающих крутящий момент. Шестеренные насосы бывают двух-, трех-, многошестеренными с внешним и внутренним зацеплением зубьев.

На рис. 52 показан шестеренный насос с внешним зацеплением, который состоит из двух шестерен, входящих в зацепление и вращающихся в общем корпусе *2*. Шестерня *1* является ведущей и получает вращение от двигателя. Шестерня *4* — ведомая. Жидкость из всасывающей полости *А* перемещается по впадинам между зубьями и стенками корпуса в напорную полость *Б*, а затем вытесняется на выход насоса. Подача жидкости шестеренного насоса имеет пульсирующий характер. Амплитуда и частота пульсаций

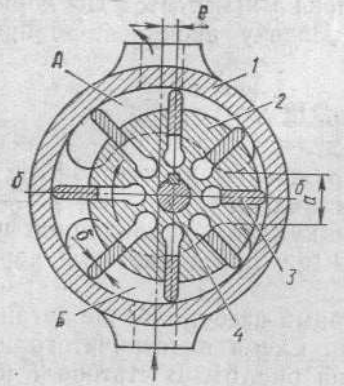


Рис. 51. Пластинчатый насос: *1* — статор; *2* — ротор; *3* — пластина; *4* — вал

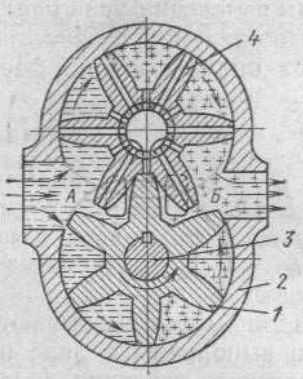


Рис. 52. Шестеренный насос: *1* — ведущая шестерня; *2* — корпус; *3* — вал; *4* — ведомая шестерня

зависят от размеров зубьев (а следовательно, и впадин между ними) шестерен и частоты их вращения.

Приближенно подачу шестеренного насоса можно определить по формуле

$$Q = 2\pi n\,(z + 1)\,m^2 b\eta_0,$$

где n — частота вращения шестерен, $с^{-1}$; m, z — соответственно модуль и число зубьев шестерен; b — ширина зуба, м; η_0 — объемный КПД.

Шестеренные насосы способны создать давление более 15 МПа. КПД этих насосов достигает 90%.

Шестеренные насосы широко применяют в металлообрабатывающих станках, в гидросистемах литейных машин для обеспечения работы гидроаккумулятора, в системе смазки автомобилей и тракторов.

Монтаж и эксплуатация насосного оборудования. Правила, которыми необходимо руководствоваться при монтаже и эксплуатации насосного оборудования, подробно изложены в специальных руководствах и справочниках, поэтому рассмотрим лишь некоторые вопросы этой темы.

Монтаж насосного оборудования включает следующие работы: подготовку рабочего места для установки оборудования и проверку надежности грузоподъемных механизмов; проверку комплектности и технического состояния монтируемого оборудования (частичную разборку, чистку, смазку); разметку рабочего места установки оборудования; подготовку инструмента и монтажных приспособлений; сборку, установку и крепление оборудования; смазку, регулировку, обкатку установленного оборудования, подготовку его к эксплуатации.

Все эти работы выполняют слесари-монтажники под руководством механика.

В большинстве случаев насосное оборудование, применяемое для перекачки воды, устанавливают на фундаменте и закрепляют анкерными болтами из стали Ст3 или Ст4.

При монтаже центробежных насосов необходимо строго следить за соосностью их валов с валами двигателей. Смещение осей валов допускается не более 0,2 мм.

Всасывающая труба должна быть без перегибов; диаметр этой трубы должен быть равен или несколько больше диаметра всасывающего патрубка насоса. Площадь сечения отверстия приемного устройства должна быть в 2 раза больше площади сечения всасывающей трубы. Всасывающую трубу устанавливают вертикально так, чтобы приемное устройство было погружено в жидкость на 0,5 м ниже уровня водоема. Диаметр напорной трубы должен быть равен или немного меньше диаметра нагнетательного патрубка насоса. На напорной трубе устанавливают вентиль для выпуска воздуха из насоса и залива его водой перед пуском. Если насосы включены параллельно в одну систему, на напорной трубе каждого из них устанавливают обратный клапан, что исключает попадание перекачиваемой другими насосами жидкости в неработающий насос.

Эксплуатация оборудования сводится к правильному пуску, остановке насосов, каждодневному уходу, периодическому осмотру и своевременному ремонту всего оборудования. Перед пуском проверяют прочность болтовых соединений, наличие масла в масляных ваннах и подшипниках, исправность сальниковых уплотнений, легкость вращения вала от руки. Затем насосы заливают водой до полного удаления из них воздуха. Пуск центробежных насосов и насосов аналогичных типов производят при закрытой напорной задвижке (при этом уменьшается пусковой момент электродвигателя).

В процессе работы насосов контролируют температуру корпусов подшипников, следят за показаниями вакуумметра и манометра, за исправностью сальникового уплотнения. Допускается просачивание воды через сальник, но не более 30 капель за 1 мин.

Остановку насоса осуществляют при закрытом нагнетательном вентиле (при отсутствии обратного клапана в напорном трубопроводе).

При монтаже и эксплуатации насосного оборудования необходимо строго соблюдать правила техники безопасности.

Привод насоса должен быть огражден, корпусы электродвигателя и насоса надежно заземлены, электрощит с рубильниками, магнитными пускателями и предохранителями закрыт.

Расстояние между электрическими проводами и водопроводными трубами должно быть не менее 30 см.

Все операции по уходу и ремонту насосов производят только после отключения электродвигателей от электрической сети. Из шкафа необходимо вынуть предохранители (вставки), а на рубиль-

никах вывесить табличку с четкой надписью: «Не включать, работают люди». Снимать табличку могут только лица, ее вывесившие.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каковы основные рабочие параметры насосов и как они определяются?
2. Как устроен и работает центробежный насос? Какие параметры центробежного насоса можно определить по его характеристикам?
3. Как устроены и работают поршневые насосы одностороннего и двустороннего действия?
4. Каково назначение пневмогидроаккумуляторов в поршневых насосах?
5. Какие способы регулирования подачи насосов вы знаете? Каковы их достоинства и недостатки?
6. Как устроены и работают осевые, крыльчатые, радиально-поршневые, аксиально-поршневые и шестеренные насосы?
7. Какие важнейшие правила безопасности необходимо соблюдать при монтаже и эксплуатации насосного оборудования?

§ 5. Понятие о гидравлическом приводе

Назначение, классификация, применение гидравлического привода. *Объемным гидравлическим приводом* (*гидроприводом*) называют совокупность устройств, в число которых входит один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенную для приведения в движение механизмов и машин посредством рабочей жидкости под давлением.

В объемных гидроприводах обычно используются роторные насосы: роторно-поршневые, пластинчатые, винтовые, шестеренные.

Объемные гидроприводы подразделяют: по источнику подачи рабочей жидкости — насосные, гидроаккумуляторные и магистральные; по характеру движения выходного звена — гидроприводы поступательного, поворотного и вращательного движений; по возможности регулирования — регулируемые и нерегулируемые; по циркуляции рабочей жидкости — с замкнутой и разомкнутой циркуляцией.

Гидравлические приводы применяют в станках и прессах, самолетах и судах, строительных машинах, тракторах и автомобилях. Широкое применение гидропривода объясняется малыми габаритами, способностью передавать большие мощности, сравнительной простотой преобразования механической энергии в энергию потока жидкости (и наоборот), а также высоким КПД. Главное достоинство гидропривода — возможность получать высокоточные быстродействующие системы большой мощности, что особенно важно в связи с развитием авиации, ракето- и судостроения. Быстродействие любого привода возрастает с увеличением удельного усилия, развиваемого двигателем, и уменьшением отношения момента инерции (или массы) подвижных частей привода к крутящему моменту (или усилию), развиваемому двигателем. Удельное усилие электродвигателей составляет всего 0,5 МПа, в гидроприводах — до 40 МПа. Кроме того, отношение момента инерции подвижных частей к крутящему моменту в гидроприводе примерно в 10 раз меньше, чем в электроприводе. Поэтому, когда требуется получить высокое быстродействие и большое удельное усилие, то предпочтение отдают гидроприводу.

Гидропривод обладает большой механической жесткостью (малое относительное изменение положения выходного элемента под действием внешних усилий), отличается плавностью работы, а также возможностью осуществления бесступенчатого регулирования скорости движения выходного звена; преобразования без дополнительных устройств вращательного движения ведущего звена в поступательное движение ведомого; осуществления автоматизации и дистанционного управления машинами. Гидропривод обладает высокой надежностью, легко поддается настройке и регулировке.

Недостатками гидропривода следует считать зависимость его характеристик от вязкости рабочей жидкости, изменяющейся вследствие неизбежных колебаний температуры в процессе работы гидропривода, а также растворимость воздуха в рабочей жидкости и возможность утечек рабочей жидкости через соединения с недостаточной герметизацией.

Устройство и принцип действия объемного гидропривода рассмотрим на примере насосного гидропривода.

Насосным называют объемный гидропривод, в котором рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель насосом, входящим в состав привода.

В состав насосного гидропривода входят насос (источник гидравлической энергии) и гидродвигатель (приемник гидравлической энергии), соединенные трубопроводами, а также гидроаппаратура, управляющая работой гидропривода.

Принцип действия объемного гидропривода основан на малой сжимаемости рабочей жидкости и ее способности передавать оказываемое на нее давление (закон Паскаля). Из трех видов механической энергии жидкости для объемного гидропривода наибольшее значение имеет пьезометрический напор $p/\rho g$, который с помощью объемных гидродвигателей преобразуется в механическую энергию. Удельной энергией положения и удельной кинетической энергией жидкости при расчете объемных гидроприводов пренебрегают, так как они существенно малы в сравнении с напором $p/\rho g$.

На рис. 53 показана принципиальная схема объемного гидропривода. Насос *1* засасывает рабочую жидкость из гидробака *6* и подает ее в распределитель *3*, направляющий жидкость в разные полости гидроцилиндра *4*. Если распределитель находится в положении, показанном на рис. 53, *а*, то жидкость направляется в поршневую полость *А* и под ее давлением поршень перемещается вправо. Вытесняемая из штоковой полости *Б* жидкость сливается через соответствующее отверстие в распределителе в гидробак. При другом положении распределителя (рис. 53, *б*) жидкость под

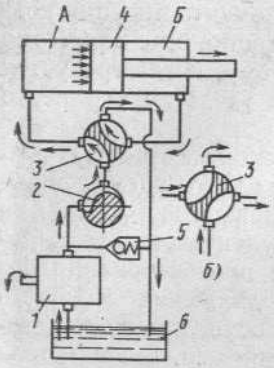


Рис. 53. Схема объемного гидропривода:
1 — насос; *2* — дроссель; *3* — распределитель; *4* — гидроцилиндр; *5* — переливной клапан; *6* — гидробак

давлением поступает в штоковую полость *Б* и двигает поршень влево. Вытесняемая из полости *А* жидкость стекает в гидробак. Для регулирования скорости поступления жидкости в гидроцилиндр служит дроссель *2*, а для поддержания заданного давления—переливной клапан *5*, через который часть жидкости непрерывно сливается в гидробак.

Объемный гидродвигатель. Это общее название объемных гидромашин, предназначенных для преобразования энергии потока рабочей жидкости в энергию движения выходного звена.

По виду движения выходного звена (штока, вала) гидродвигатели подразделяют на гидроцилиндры, поворотные гидродвигатели и гидромоторы.

Гидроцилиндры. Гидроцилиндрами называются объемные гидродвигатели с поступательным движением выходного звена. По принципу действия гидроцилиндры бывают одностороннего и двустороннего действия. В гидроцилиндрах одностороннего действия (рис. 54, *а*) движение выходного звена под действием рабочей жидкости возможно только в одном направлении. В обратном направлении выходное звено движется под действием сжимаемой пружины или

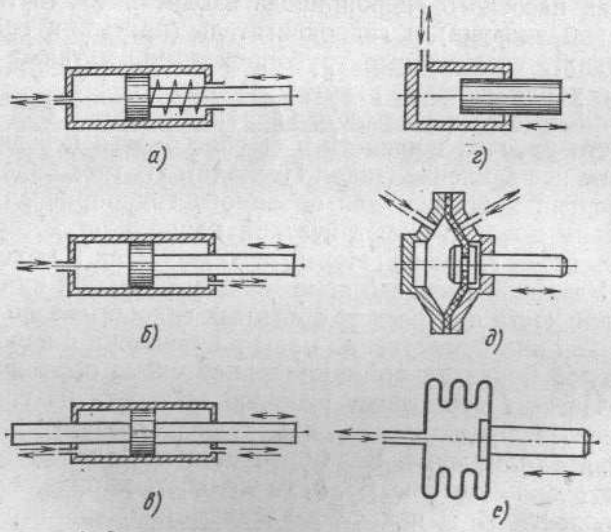


Рис. 54. Схемы гидроцилиндров:
а — одностороннего действия; *б* — двустороннего действия; *в* — с двусторонним штоком; *г* — плунжерный; *д* — диафрагменный; *е* — сильфонный

какого-либо источника энергии. В гидроцилиндрах двустороннего действия (рис. 54, *б*) движение выходного звена под действием рабочей жидкости возможно в двух противоположных направлениях.

В гидроприводах применяют поршневые гидроцилиндры с односторонним (рис. 54, *а* и *б*) и двусторонним (рис. 54, *в*) штоком. Последние применяют для получения одинаковых усилий и скоростей движения поршня в обоих направлениях.

Полагая, что диаметры штоков по обе стороны поршня одинаковы, можно определить скорость движения поршня v, м/с, и развиваемое гидроцилиндром усилие P, Н, по формулам

$$v = 4Q \frac{1}{\pi (D^2 - d^2)} \eta_o; \quad P = \frac{\pi}{4} \Delta p (D^2 - d^2) \eta_{мех},$$

где D и d — соответственно диаметры поршня и штоков, м; Q — объемный расход жидкости, м³/с; Δp — перепад давления жидкости по обе стороны поршня; $\eta_{мех}$ — механический КПД гидроцилиндра, зависящий главным образом, от силы трения в уплотнительных элементах поршня и штока; η_o — объемный КПД.

В гидроприводах применяют также плунжерные (рис. 54, *г*), мембранные (рис. 54, *д*), сильфонные (рис. 54, *е*) и другие гидроцилиндры.

Поворотные гидродвигатели — это объемные гидродвигатели с ограниченным углом поворота выходного звена. Поворотные гидродвигатели бывают пластинчатыми (шиберы выполнены в виде пластин) и поршневыми (рабочие камеры образованы рабочими поверхностями корпусов и поршней — рис. 55).

На рис. 56 показан пластинчатый поворотный гидродвигатель. Боковые крышки *4* вместе с пластиной *2* образуют в гидродвигателе полости *А* и *В*. Поворот выходного вала происходит в результате возвратно-поворотного движения относительно корпуса *3* жестко связанной с валом *1* пластины, на которую оказывает давление рабочая жидкость, периодически поступающая то в полость *А*, то в полость *В*. Одновременно в гидробак сливается жидкость соответственно из полости *В* или из полости *А*.

Максимальная угловая скорость ω, $с^{-1}$, вала пластинчатого

Рис. 55. Поршневой поворотный гидродвигатель

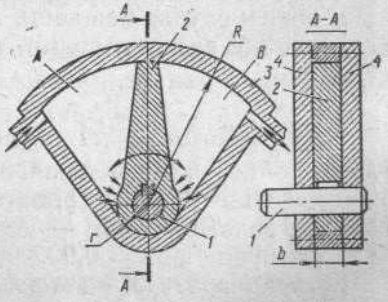


Рис. 56. Пластинчатый поворотный гидродвигатель:
1 — вал; *2* — пластина; *3* — корпус; *4* — боковые крышки

поворотного гидродвигателя и развиваемый им момент сил M, Н·м, можно определить по формулам

$$\omega = 2Q\frac{1}{zb(R^2-r^2)}\eta_о; \quad M = \frac{1}{2}\Delta pzb(R^2-r^2)\eta_{мех},$$

где Q — расход жидкости без учета перетечек, м³/с, z — число пластин; b — ширина пластин, м; R и r — соответственно радиус наружной и внутренней поверхности корпуса гидродвигателя и его вала.

Крутящий момент M можно увеличить, увеличив число пластин, но при этом уменьшатся угловая скорость и угол поворота вала.

Достоинствами пластинчатого поворотного гидродвигателя являются компактность и высокий объемный КПД, определяемый малыми перетечками жидкости из одной полости в другую. Однако поворотные пластинчатые гидродвигатели не применяют в гидропередачах с высоким давлением жидкости из-за деформации боковых крышек. Кроме того, при высоком давлении вал оказывается сильно нагруженным радиальными усилиями из-за неравномерного распределения давления на основание пластины (см. рис. 56). Результирующая сил давления направлена вниз, и прижимает вал к опоре. Такая нагрузка приводит к большим потерям мощности на преодоление трения.

Гидромоторы — это объемные гидродвигатели с неограниченным вращательным движением выходного звена.

В зависимости от возможности регулирования рабочего объема (суммы изменений рабочих камер за один оборот выходного звена) гидромоторы подразделяют на нерегулируемые и регулируемые. Если выходное звено гидромотора может вращаться только в одну сторону, то такой гидромотор называют нереверсивным, а если в обе стороны, — реверсивным.

В машиностроении в качестве гидромоторов используются обычно роторные насосы, обладающие свойством обратимости — при подводе к ним жидкости под давлением их роторы начинают вращаться.

В общем случае мощность N, Вт, и крутящий момент M, Н·м, развиваемые гидромоторами, выражаются следующими зависимостями:

$$N = \Delta pVn\eta_о; \quad M = \frac{1}{2\pi}\Delta p\eta_{мех},$$

где Δp — перепад давления на входе и выходе гидромотора, Па; V — рабочий объем гидромотора, м³; n — частота вращения выходного вала; с$^{-1}$; $\eta_{мех}$ — механический КПД (для современных гидромоторов $\eta_{мех} = 0{,}92...0{,}96$).

Гидроаппаратура. *Гидроаппаратом* называют устройство, предназначенное для изменения или поддержания заданного постоянного значения давления или расхода рабочей жидкости либо для изменения направления ее потока.

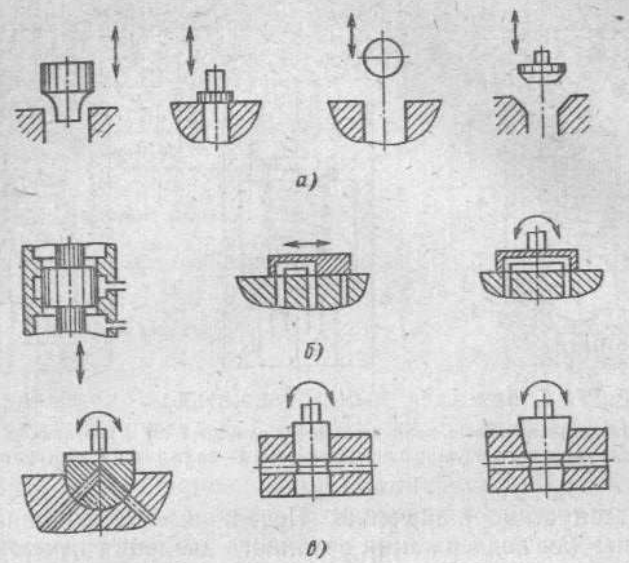


Рис. 57. Гидроаппараты:
а — клапанные; *б* — золотниковые; *в* — крановые

Основным элементом всех гидроаппаратов является запорно-регулирующий элемент — подвижная деталь или группа деталей, при перемещении которой частично или полностью перекрывается рабочее проходное сечение гидроаппарата. В зависимости от конструкции запорно-регулирующего элемента гидроаппараты бывают клапанные (рис. 57, *а*), золотниковые (рис. 57, *б*) и крановые (рис. 57, *в*) в которых запорно-регулирующие элементы выполнены соответственно в виде клапана, золотника и крана.

Если гидроаппарат изменяет параметры потока рабочей жидкости путем частичного открытия или закрытия рабочего проходного сечения, то он является регулирующим. Если же гидроаппарат изменяет направление потока рабочей жидкости путем полного открытия или закрытия рабочего проходного сечения, то он является направляющим.

По принципу действия гидроаппараты подразделяют на гидроклапаны и гидроаппараты неклапанного действия — гидродроссели и гидрораспределители.

Гидроклапаном называют гидроаппарат, в котором величина открытия рабочего проходного сечения изменяется от воздействия потока рабочей жидкости, проходящей через гидроаппарат.

Гидроклапаны бывают регулирующие (напорные и редукционные) и направляющие. *Напорным* называют гидроклапан, предназначенный для ограничения давления в подводимом к нему потоке рабочей жидкости. По назначению эти гидроклапаны подразделяют на предохранительные и переливные. Предохранительные клапаны предохраняют гидропривод от давления, превышающего установ-

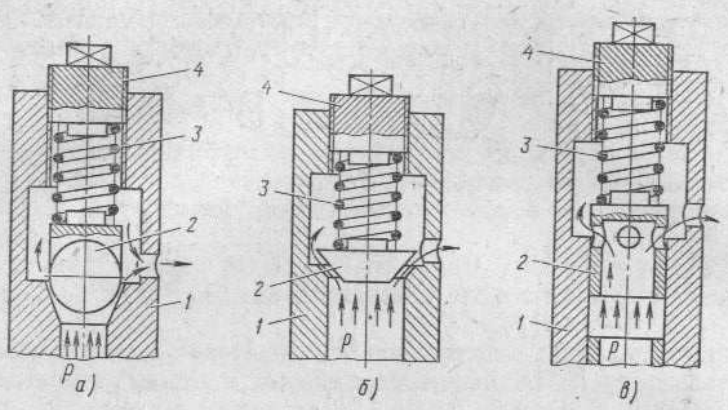


Рис. 58. Предохранительные шариковый (*а*) и конусный (*б*) и переливной (*в*) клапаны:
1—корпус; *2*—запорно-регулирующий элемент; *3*—пружина; *4* — регулирующий винт

ленное (допустимое) значение. Переливные гидроклапаны предназначены для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы.

Принцип работы всех напорных гидроклапанов одинаков и основан на уравновешивании силы давления рабочей жидкости, действующей на запорно-регулирующий элемент, и усилия пружины или другого противодействующего устройства. Когда давление p (рис. 58) превышает заданное значение, запорно-регулирующий элемент открывает проход рабочей жидкости на слив. Шариковые (рис. 58, *а*) и конусные (рис. 58, *б*) клапаны, надежно работающие при эпизодическом действии, применяют обычно в качестве предохранительных гидроклапанов. В качестве переливных клапанов, для которых характерно непрерывное движение запорно-регулирующего элемента, применяют золотниковые клапаны (рис. 58, *в*). Все клапаны, показанные на рис. 58, состоят из корпуса *1*, запорно-регулирующего элемента *2* (шарика, конуса, золотника), регулирующего винта *4* и цилиндрической пружины *3*. Во всех этих клапанах величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате непосредственного воздействия потока рабочей жидкости на запорно-регулирующий элемент, поэтому они называются гидроклапанами прямого действия.

В гидросистемах, работающих в условиях высокого давления, применяют гидроклапаны непрямого действия, в которых величина открытия рабочего проходного сечения изменяется в результате воздействия потока рабочей жидкости на вспомогательное устройство.

Редукционным гидроклапаном называют регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания в отводимом от него потоке рабочей жидкости давления p_2 более низкого, чем давление p_1 в подводимом потоке. Редукционные клапаны устанавливают там, где от одного насоса работают несколько гидродвигателей с разным давлением. Эти клапаны являются стабилизаторами

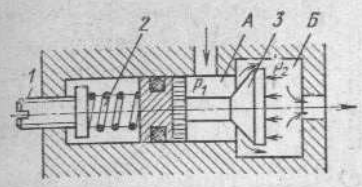


Рис. 59. Редукционный клапан:
1 — регулирующий винт; *2* — пружина; *3* — запорно-регулирующий элемент

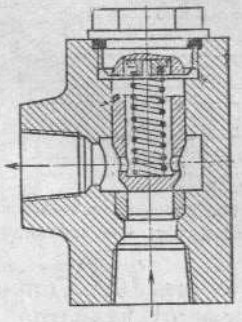


Рис. 60. Обратный клапан

рабочего давления, поддерживающими давление p_2 постоянным при различных значениях $p_1 > p_2$. На рис. 59 показан редукционный клапан прямого действия. Запорно-регулирующий элемент *3* в виде конуса имеет направляющий цилиндрический поясок. С помощью регулировочного винта *1* подбирают такое усилие пружины *2*, чтобы оно вместе с давлением p_1, действующим на запорно-регулировочный элемент в полости *А*, уравновесило давление p_2 в полости *Б*. При этом между конической поверхностью и седлом создается дросселирующая щель, обеспечивающая снижение рабочего давления p_1 до значения p_2. Если давление p_2 уменьшится, то равновесие усилий по обе стороны запорно-регулирующего элемента нарушится, и он дальше отойдет от седла — дросселирующая щель увеличится, а следовательно, уменьшится гидравлическое сопротивление. В результате редуцированное давление p_2 повысится до первоначального значения. Если же в полости *Б* давление увеличится, то запорно-регулирующий элемент прикроет дросселирующую щель. При этом гидравлическое сопротивление увеличится, а давление p_2 уменьшится до первоначального значения.

Обратным гидроклапаном называют направляющий гидроаппарат, предназначенный для пропускания рабочей жидкости в одном направлении. Принцип действия обратного клапана заключается в следующем (рис. 60): в направлении, указанном стрелками, запорный элемент беспрепятственно пропускает жидкость; при изменении направления потока клапан закрывается. Обратные клапаны должны быть абсолютно герметичны в закрытом положении и должны обладать минимальным гидравлическим сопротивлением потоку в открытом положении.

Запирание рабочего проходного сечения осуществляется рабочей жидкостью, текущей в обратном направлении, и слабой пружиной постоянного усилия, способствующей плотной посадке запорного элемента в седле.

Гидродросселем называют регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания заданного расхода в зависимости от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. В сущности гидродроссель представляет собой местное

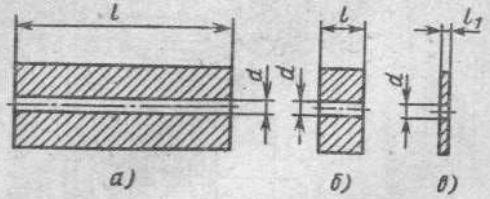


Рис. 61. Дроссели постоянного сечения:
а — капилляр; *б* — втулка; *в* — шайба

гидравлическое сопротивление, с помощью которого создается перепад давлений, от которого зависит расход жидкости через дроссель.

Простейший нерегулируемый дроссель представляет собой длинный тонкий капилляр, втулку или шайбу (рис. 61). Сопротивления, создаваемые такими дросселями, зависят от диаметра и длины канала. На рис. 62 и 63 показаны схемы регулируемых гидродросселей. Дроссель переменной длины (рис. 62) состоит из цилиндра *1* с винтовой канавкой, корпуса *2* и регулировочного винта *3*. Поворачивая винт, изменяют длину канавки, по которой жидкость проходит от отверстия *А* до отверстия *Б*. На рис. 63 показан регулируемый игольчатый дроссель. При осевом перемещении иглы *1*, например, вправо уменьшается рабочее проходное сечение между иглой и острыми кромками отверстия основания *2*. В результате изменяется расход жидкости через дроссель.

Гидрораспределителем называют гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия.

В гидроприводах чаще всего применяют золотниковые и крановые гидрораспределители. Более широкое применение получили распределители с цилиндрическим золотником, отличающиеся рядом достоинств: разгруженностью золотника от усилий, создаваемых давлением рабочей жидкости, малой чувствительностью к загрязнению рабочей жидкости и надежностью работы.

По числу фиксированных позиций запорно-регулирующего элемента гидрораспределители могут быть двух-, трех- и четырехпозиционные; по числу внешних гидролиний — двухлинейными, трехлинейными и т. д.

На рис. 64 показана схема четырехлинейного трехпозиционного золотникового гидрораспределителя 4/3, подключенного к гидроцилиндру *Ц*. Рабочее проходное сечение в распределителе образуется между острыми кромками поясков золотника *1* и цилиндрическими расточками корпуса *2*. Когда золотник

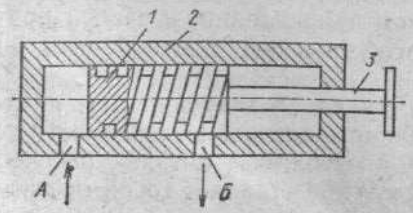


Рис. 62. Регулируемый дроссель переменной длины:
1 — цилиндр с винтовой канавкой; *2* — корпус; *3* — регулировочный винт

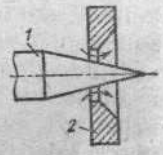


Рис. 63. Регулируемый дроссель переменного сечения:
1 — игла; *2* — основание

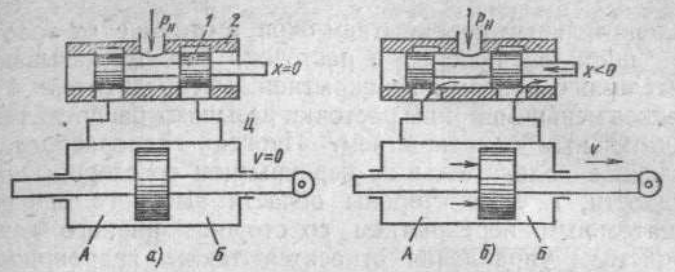


Рис. 64. Гидрораспределитель с цилиндрическим золотником:
а — золотник в нейтральном (нулевом) положении; *1* — золотник; *2* — корпус; *б* — золотник смещен влево ($x < 0$)

(рис. 64, *а*) находится в нулевом (среднем) положении, рабочие щели золотника перекрыты, и нагнетаемая рабочая жидкость не попадает в полости *А* и *Б* гидроцилиндра. Поэтому поршень гидроцилиндра остается неподвижным даже при приложении к нему внешних сил.

При смещении золотника, например, влево (рис. 64, *б*) открываются окна, соединяющие полость нагнетания, в которой поддерживается давление $p_н$, с полостью *А* гидроцилиндра, а полость *Б* — с полостью низкого давления. В результате этого поршень гидроцилиндра переместится вправо, при этом жидкость из полости *Б* сливается в гидробак. Поршень гидроцилиндра переместится влево, если золотник движется вправо. При этом полость нагнетания соединится с полостью *Б*, а полость *А* — с полостью низкого давления.

На рис. 65 показана схема кранового распределителя с поворотным движением крана. Распределитель состоит из корпуса *1*, имеющего окна, и крана *2* с расточками на цилиндрической поверхности. Ширина поясков на цилиндрической поверхности крана равна ширине окон в корпусе распределителя. Сквозные отверстия корпуса, показанные штриховыми линиями, соединяют противоположные рабочие полости гидрораспределителя.

Работа кранового распределителя в сущности ничем не отличается от работы золотникового распределителя с поступательным движением золотника.

При изготовлении распределителей очень трудно добиться, чтобы пояски золотников в точности были равны расточкам в корпусе. Если эти пояски будут несколько у́же расточки, то в золотнике всегда будет наблюдаться утечка рабочей жидкости. Поэтому на практике золотники изготовляют с поясками, немного более широкими, чем расточка в корпусе. Такие распределители называют распределителя-

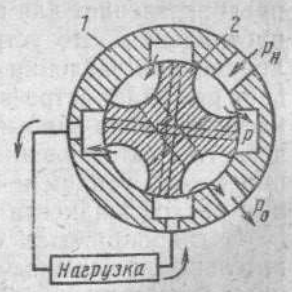


Рис. 65. Крановый гидрораспределитель:
1 — корпус; *2* — кран

ми с положительным перекрытием окон в отличие от золотников с равной шириной поясков и расточек, которые называют распределителями с нулевым перекрытием. Распределители с шириной поясков меньше ширины расточки называют распределителями с отрицательным перекрытием. Иногда гидрораспределители изготовляют с положительным перекрытием со стороны нагнетания жидкости, т. е. со стороны области высокого давления, и с отрицательным перекрытием со стороны низкого давления. К устройствам управления относятся также гидроприводы со струйной трубкой и с соплами и заслонкой.

Установки со струйной трубкой широко применяют в системах промышленной автоматики. На рис. 66 приведена схема струйной трубки, подключенной к гидроцилиндру. Струйная трубка *1* представляет собой трубку с коническим насадком на конце. Напротив этого насадка расположена плита *3* с двумя приемными каналами. Конический насадок окружен колпачком *2*. Трубка *1* закреплена шарнирно и может поворачиваться на небольшой угол относительно оси *О* в плоскости чертежа под действием внешних усилий, например от электромеханического преобразователя. При смещении трубки, например, влево жидкость поступает более интенсивно в полость *А* гидроцилиндра, и поршень *4* перемещается вправо. При этом из полости *Б* жидкость вытесняется под колпачок *2*. При направлении струи, вытекающей из струйной трубки в другой канал, поршень гидроцилиндра перемещается в противоположном направлении. Если же подобрать такое положение трубки, при котором вытекающая струя приходится на середину пластины *3*, то поршень перемещаться не будет, так как давление жидкости по обе стороны поршня одинаково. Надежность струйной трубки зависит от качества струи, вытекающей из насадка. Если бы струя вытекала в воздушную среду, то она легко бы дробилась, теряя при этом форму и кинетическую энергию истечения и увлекая с собой воздух. Поэтому стараются истекающую струю утопить под жидкость или насадок окружают специальным колпаком.

Сопло-заслонка представляет собой устройство управления, предназначенное для создания регулируемого гидравлического сопротивления. Это устройство состоит из сопла *1* и шарнирно закрепленной заслонки *2* (рис. 67). Жидкость под давлением истекает из сопла, встречая на пути истечения заслонку. Расход жидкости из сопла зависит от разности давлений $p_1 - p_2$ и гидравлического сопротивления, зависящего, в свою очередь, от расстояния между соплом и заслонкой. При уменьшении этого расстояния расход жидкости из сопла уменьшается, и наоборот.

В гидроприводах сопло-заслонка обычно работает с последовательно включенным постоянным гидравлическим сопротивлением (дросселем) *5*. Такое сочетание позволяет легко управлять давлением жидкости в рабочей полости гидродвигателя. На рис. 67 показана схема устройства сопла-заслонки с подключенным гидро-

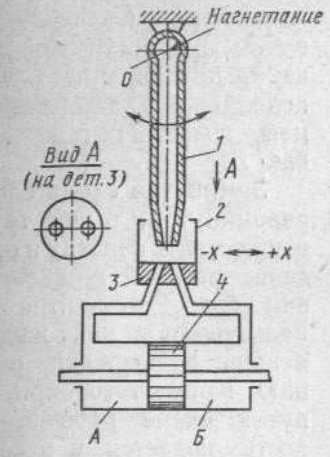
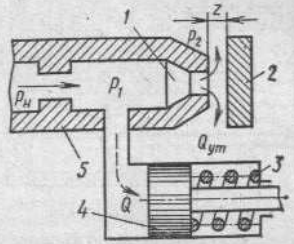


Рис. 66. Струйная трубка, соединенная с гидроцилиндром:
1 — струйная трубка; *2* — колпачок; *3* — плата с приемными каналами; *4* — поршень гидроцилиндра

Рис. 67. Сопло-заслонка:
1 — сопло; *2* — заслонка; *3* — пружина; *4* — поршень; *5* — гидродроссель



цилиндром одностороннего действия. Щель между соплом *1* и заслонкой *2* является переменным гидравлическим сопротивлением. При подводе на вход устройства жидкости под давлением $p_н$ она дросселируется на дросселе *5* и сопротивлении, образованном соплом и заслонкой. Если зазор между ними равен нулю (заслонка прижата к соплу) и поршень гидроцилиндра заторможен, то в полости устройства давление равно давлению $p_н$. Если увеличить расстояние *z*, то давление постепенно уменьшится до значения p_1.

Некоторые схемы объемных гидроприводов. Объемные гидроприводы подразделяют на гидроприводы с замкнутой и разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости. При разомкнутой циркуляции (рис. 68, *а*) жидкость из гидромотора *М* сливается в гидробак *Б*, откуда по всасывающей гидролинии она вновь засасывается насосом *Н* и подается в напорную гидролинию. При замкнутой циркуляции (рис. 68, *б*) жидкость из гидромотора *М* поступает непосредственно в насос *Н1*. Утечки жидкости восполняются под-

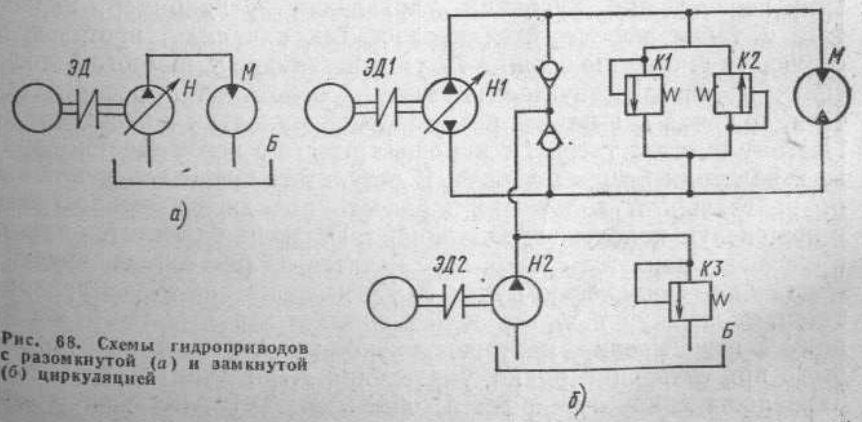


Рис. 68. Схемы гидроприводов с разомкнутой (*а*) и замкнутой (*б*) циркуляцией

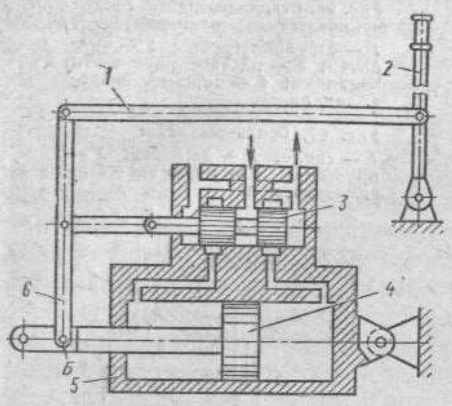


Рис. 69. Следящий гидропривод:
1 — тяга; *2* — рукоятка управления; *3* — золотник; *4* — поршень; *5* — гидроцилиндр; *6* — рычаг

качивающим насосом *Н2*; избыток жидкости сливается через предохранительный и переливной клапаны по сливной гидролинии в гидробак *Б*.

Замкнутая схема сложнее разомкнутой, в ней трудней осуществить очистку и охлаждение рабочей жидкости, но она более компактна и используемая в ней жидкость меньше подвержена окислению. Кроме того, при замкнутой схеме рабочая жидкость подается в насос под избыточным давлением, что исключает явление кавитации, и насос может нормально работать с большей частотой вращения. Независимо от вида циркуляции все гидроприводы оснащены дренажными гидролиниями, по которым утечки из соединений и других элементов гидропривода отводятся в гидробак.

В машиностроении широко применяют следящие гидроприводы. Следящим называют регулируемый гидропривод, в котором скорость движения выходного звена объемного гидродвигателя изменяется по определенному закону в зависимости от задающего воздействия, величина которого заранее неизвестна. Таким образом, следящим гидроприводом является регулируемый гидропривод, в котором выходное звено гидродвигателя воспроизводит (отслеживает) закон движения управляющего элемента.

Для следящего гидропривода характерно наличие жесткой обратной связи.

Рассмотрим принцип действия следящего гидропривода (рис.69). При перемещении рукоятки управления *2*, например, вправо тяга *1* также переместится вправо. Так как сила, противодействующая смещению поршня *4* в гидроцилиндре *5*, намного больше силы, противодействующей смещению золотника *3* распределителя, то точка *Б* в начале передвижения рукоятки *2* неподвижна. Поэтому вместе с тягой *1* с помощью рычага *6* перемещается вправо и золотник распределителя. В результате смещения золотника от нейтрального положения жидкость под давлением поступит в поршневую полость гидроцилиндра. Поршень *4* сместится влево, а следовательно, и точка *Б* переместится на расстояние, пропорциональное отклонению ручки *2*. Когда движение ручки прекратится, то движущийся поршень *4* сообщит через рычаг *6* золотнику *3* перемещение, противоположное тому, что он получил до этого при смещении ручки управления. При этом щели золотника постепенно перекроются, объем жидкости, поступающей в

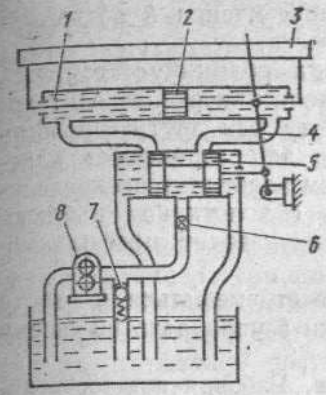


Рис. 70. Гидропривод металлорежущего станка:
1 — гидроцилиндр; *2* — поршень; *3* — стол; *4* — рычаг; *5* — распределитель; *6* — дроссель; *7* — предохранительный клапан; *8* — насос

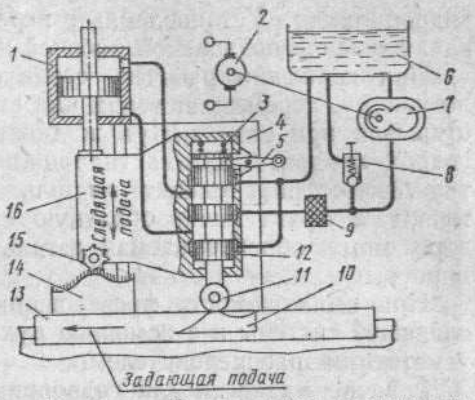


Рис. 71. Следящий гидропривод копировально-фрезерного станка:
1 — гидроцилиндр; *2* — электродвигатель; *3* — пружина; *4* — станина; *5* — рукоятка; *6* — гидробак; *7* — насос; *8* — предохранительный клапан; *9* — фильтр; *10* — копир; *11* — ролик-щуп; *12* — золотник; *13* — стол; *14* — обрабатываемая деталь; *15* — фреза; *16* — каретка

поршневую полость цилиндра, тоже уменьшится, и поршень *4* остановится при нейтральном положении золотника распределителя.

Если рукоятку управления *2* переместить влево, то и золотник *3* переместится влево, и все элементы системы будут двигаться в обратном направлении.

На рис. 70 показана схема гидропривода, применяемого во многих металлорежущих станках. Насос *8* подает рабочую жидкость в гидроцилиндр *1*. Поступление жидкости в соответствующую полость гидроцилиндра управляется распределителем *5* и связанным с ним рычагом *4*, который устанавливает золотник в нужное положение. Когда поршень *2*, двигаясь слева направо вместе с приводимым им рабочим столом *3*, займет крайнее правое положение, золотник распределителя займет такое же положение. При этом открывается доступ рабочей жидкости в правую полость, и поршень *2* движется справа налево, вытесняя из левой полости жидкость в гидробак. Дроссель *6* и переливной клапан *7* регулируют расход и давление жидкости в гидроцилиндре, а следовательно, и скорость перемещения в нем поршня, а вместе с ним и рабочего стола.

На рис. 71 приведена схема следящего гидропривода копировально-фрезерного станка. В таком станке стол *13* перемещается горизонтально, а каретка *16* с фрезой *15* — только вертикально. Установленный на станине *4* станка следящий гидропривод имеет четырехщелевой распределитель, гильза которого жестко связана с кареткой *16*. Пружина *3* прижимает золотник *12* распределителя через ролик-щуп *11* к копиру *10*, укрепленному на столе станка. Электродвигатель *2* вращает насос *7*, который подает через фильтр *9* рабочую жидкость из гидробака *6* в распределитель и

гидроцилиндр. Установленный переливной клапан *8* поддерживает давление подаваемой рабочей жидкости.

При движении рабочего стола станка ролик-щуп, двигаясь по копиру, перемещает вверх или вниз золотник распределителя, открывая при этом доступ жидкости в ту или другую полость гидроцилиндра *1*. Шток гидроцилиндра так перемещает каретку *16*, что фреза «следит» за положением золотника распределителя, т. е. фреза имеет обратную связь с золотником и благодаря этому обрабатываемая деталь воспроизводит профиль копира.

При необходимости фрезеровщик может вмешаться в работу следящей системы и с помощью рукоятки *5* управлять по своему усмотрению распределителем.

Рабочие жидкости для гидроприводов. Рабочая жидкость является рабочим телом гидропривода, поэтому она должна быть малосжимаемой, ибо только при этих условиях она может эффективно передавать оказываемое на нее давление. Рабочие жидкости должны быть однородны, не содержать воду, кислоту и щелочь, так как эти вещества вызывают коррозию металла и вспенивание жидкости.

Во избежание переполнения гидроемкости и резкого повышения давления в гидролиниях и других системах вследствие нагрева жидкости при работе гидропривода необходимо, чтобы температурный коэффициент объемного расширения жидкости был по возможности меньшим.

Рабочие жидкости выполняют в гидроприводах и функции смазывающего и охлаждающего агента. Они должны обладать противоизносными свойствами, зависящими от чистоты самой жидкости, отсутствия в ней абразивных механических примесей и от вязкости. Противоизносные свойства жидкости наилучшие, если зависимость ее вязкости от температуры наименьшая.

Большое влияние на уменьшение износа деталей гидропривода оказывает смазывающая способность жидкости, определяемая прочностью образуемых жидких пленок на трущихся поверхностях. Прочность жидкой пленки оценивается удельной нагрузкой (в Па), которую пленка может выдержать без разрушения.

Рабочие жидкости гидропривода должны обладать большой удельной теплоемкостью и хорошей теплопроводностью, ибо от этого зависит охлаждающая способность жидкости, определяющая в значительной мере температурный режим работы гидропривода и его деталей, а также температуру, вязкость и другие свойства самой жидкости.

Применяемые в гидроприводе жидкости должны иметь низкую температуру замерзания и высокие температуры кипения и вспышки. Рабочие жидкости должны обладать физической и химической стабильностью, т. е. способностью не изменять первоначальные физические и химические свойства в условиях применения, хранения и транспортирования.

Рабочие жидкости должны обладать высокими диэлектрическими свойствами; они не должны быть токсичными, оказывать вредное и разрушающее действие на металлы и уплотнительные материалы, в частности резину, из которой очень часто изготовляют уплотнительные прокладки.

Чаще всего в качестве рабочей жидкости гидроприводов используют минеральные масла (индустриальное, турбинное, АМГ-10 и др.). Для работы при низкой температуре используют различные глицерино-спиртовые смеси. В гидросистемах, работающих при температуре выше 150 °С, применяют специальные синтетические полимерные жидкости. Такие жидкости можно использовать (в закрытых системах) при температуре 370 °С. Температура их застывания достигает —90 ...—100 °С, кинематическая вязкость при снижении температуры увеличивается в 5...6 раз меньше, чем у минеральных масел. Однако синтетическим жидкостям присущи серьезные недостатки, ограничивающие их применение. Они обладают повышенной текучестью, что усложняет герметизацию гидросистем, растворяют пластификаторы резины, делая резиновые прокладки твердыми и хрупкими, сильно вспениваются и плохо смазывают поверхности материалов.

Все рабочие жидкости в большей или меньшей степени склонны к облитерации, т. е. заращиванию с течением времени малых проходных отверстий и каналов в результате адсорбции поляризованных молекул на стенках каналов в виде твердых слоев толщиной, соизмеримой с размерами самих проходных сечений. Вследствие этого увеличиваются силы трения и ухудшаются характеристики регулирующих и управляющих устройств. Для устранения облитерации необходимо систематически заменять рабочую жидкость гидросистем. Уменьшение облитерации достигается также созданием искусственной вибрации подвижных органов гидросистем.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется объемным гидроприводом? Приведите примеры его применения.
2. Назовите основные элементы, входящие в насосный гидропривод. Как они работают?
3. Как устроены и работают предохранительные, редукционные, обратные клапаны и золотниковые гидрораспределители?
4. Как работают струйная трубка и сопло-заслонка?
5. Расскажите о принципе действия гидроприводов, применяемых в металлорежущих станках.
6. Какие требования предъявляют к жидкостям, применяемым в гидроприводах?

Глава 3

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

§ 6. Газовые законы

Идеальные и реальные газы. Превращение теплоты в механическую работу в тепловых установках происходит при участии рабочего тела, которым является газ или пар. Газы, которые встречаются на практике, называют реальными. Молекулы этих газов имеют конечный объем, между ними существуют силы притяжения, существенно влияющие на их параметры. Молекулы газа, заключенного в сосуд, находятся в непрерывном хаотическом движении. При этом они сталкиваются друг с другом и со стенками сосуда. Таким образом, молекулы обладают кинетической энергией хаотического движения. А так как между молекулами существуют силы сцепления, то они обладают еще и определенной потенциальной энергией взаимодействия, которая зависит от расстояния между ними. Для простоты изучения свойств газообразного рабочего тела введено понятие — *идеальный газ.*

Идеальным называют воображаемый газ, в котором молекулы рассматриваются как материальные точки (обладающие массой, но не имеющие объема), между которыми отсутствуют силы взаимодействия.

При больших объемах и малых давлениях, когда расстояние между молекулами во много раз больше собственных размеров молекул, а также при высоких температурах, когда интенсивность хаотического движения молекул велика и поэтому молекулы слабо взаимодействуют между собой, складываются условия, при которых реальный газ можно с некоторым приближением считать идеальным. Это позволяет вести расчеты для реальных газов по уравнениям, выведенным для идеальных газов, что упрощает сами расчеты и понимание сущности процессов, протекающих в газах. В связи с этим изучение термодинамических свойств идеальных газов имеет не только теоретическое, но и большое практическое значение.

Основные параметры рабочего тела. Наиболее важными параметрами, характеризующими газообразное вещество, являются давление, температура и удельный объем. Эти параметры взаимосвязаны, и знание двух из них позволяет определить третий.

Давление. В результате хаотического движения молекулы газа систематически ударяются о стенки заключающего их сосуда.

Суммарное действие всех ударяющихся молекул определяет давление газа на стенки сосуда. Давление газа измеряют такими же приборами и в тех же единицах (Па), что и давление жидкости.

Температура. Средняя кинетическая энергия хаотического движения молекул характеризует температуру газа. Чем интенсивней движутся его молекулы, т. е. чем больше кинетическая энергия хаотического движения, тем выше температура. В Международной системе (СИ) в качестве единицы температуры принят кельвин (К). По термодинамической шкале один кельвин равен 1/273,15 части тройной точки воды. Тройной точкой называется температура, при которой все три фазы вещества (твердая, жидкая и газообразная) находятся в равновесии.

Допускается к применению международная практическая температурная шкала Цельсия с ценой деления 1 °С. Поскольку 1 К на термодинамической шкале равен 1 °С на шкале Цельсия, то температура, выраженная в кельвинах, связана с температурой, выраженной в градусах Цельсия, следующей зависимостью:

$$T = 273{,}15 + t.$$

Удельный объем. Этот параметр — такой же и измеряется в тех же единицах, что и для жидкости.

Киломоль. Закон Авогадро. В технической термодинамике часто используют понятие киломоль (кмоль), т. е. количество вещества в килограммах, численно равное его молекулярной массе. Киломоль вещества с молекулярной массой μ равен μ кг, а M кг содержит M/μ кмолей.

Закон Авогадро для идеальных газов заключается в следующем: все газы при одинаковом давлении и температуре содержат в равных объемах одинаковое число молекул. Из этого закона следует, что массы двух равных объемов различных газов с молекулярными массами μ_1 и μ_2 равны соответственно $M_1 = m_1 N$ и $M_2 = m_2 N$, где m_1 и m_2 — соответственно масса одной молекулы рассматриваемых газов; N — число молекул во взятом объеме.

Массы молекул пропорциональны молекулярным массам: $m_1 = z\mu_1$; $m_2 = z\mu_2$, где z — коэффициент пропорциональности, тогда $M_1 = zN\mu_1$ и $M_2 = zN\mu_2$. Откуда

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{\mu_1}{\mu_2}. \qquad (109)$$

Нами взяты равные объемы газов, поэтому, разделив числитель и знаменатель левой части уравнения на объем, получим

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{\mu_1}{\mu_2}, \qquad (110)$$

где ρ_1 и ρ_2 — плотности газов.

Так как удельный объем $v = 1/\rho$, то $v_2/v_1 = \mu_1/\mu_2$ или

$$v_1\mu_1 = v_2\mu_2, \qquad (111)$$

т. е. произведение удельного объема на молекулярную массу постоянно для всех газов, находящихся при одинаковых условиях (давлении и температуре).

Пользуясь уравнением (111), легко определить объем, занимаемый 1 кмолем газа при нормальных условиях ($T = 273$ К и $p = 101\,325$ Па).

Молекулярная масса, например, кислорода $\mu = 32$, плотность при нормальных условиях $\rho = 1{,}43$ кг/м³ и удельный объем $v = 1/\rho = 1/1{,}43 = 0{,}7$ м³/кг, тогда $V_\mu = v\mu = 0{,}72 \cdot 32 = 22{,}4$ м³/кмоль. Для азота аналогично получаем $v\mu = 0{,}8 \cdot 28 = 22{,}4$ м³/кмоль.

Уравнение состояния идеального газа. Уравнение состояния идеального газа имеет вид

$$\frac{pV}{T} = R = \text{const}, \tag{112}$$

где R — газовая постоянная.

Для 1 кмоля газа уравнение (112) имеет вид

$$pV_\mu = R_0 T, \tag{113}$$

где V_μ — объем 1 кмоля при данных условиях; R_0 — универсальная газовая постоянная, одинаковая для 1 кмоля любого газа:

$$R_0 = 8{,}31 \cdot 10^3 \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \tag{114}$$

Для произвольной массы газа M с молекулярной массой μ выражение (113) можно представить в виде

$$pV = \frac{M}{\mu} R_0 T, \tag{115}$$

где V — объем, занимаемый M кг газа; M/μ — число кмолей газа.

Уравнение (115) можно записать также в виде

$$pV = MRT. \tag{116}$$

Газовая постоянная связана с универсальной газовой постоянной соотношением

$$R = \frac{R_0}{\mu}. \tag{117}$$

Уравнения (115) и (116) называют характеристическими, поскольку с их помощью можно характеризовать состояние идеального газа.

Пример 19. Определить массу кислорода в баллоне емкостью 75 дм³ при давлении 9,8 МПа и температуре 20 °С.

Из характеристического уравнения (115) получим

$$M = \mu \frac{pV}{R_0 T} = 32 \frac{9{,}8 \cdot 10^6 \cdot 0{,}075}{8{,}31 \cdot 10^3 \cdot 293} = 9{,}66 \text{ кг}.$$

Смесь газов. В производстве часто используют различные смеси газов, например всевозможные горючие газы, представляющие собой смесь углеводородов: метана, пропана, бутана, пентана и т. д.; продукты горения, являющиеся смесью углекислого газа, азота, кислорода, окиси углерода; воздух, состоящий также из различных газов. Рассмотрим закономерности, которым подчиняются газовые смеси.

Закон Дальтона. Если различные компоненты газовой смеси не вступают в химические реакции друг с другом, то каждый газ занимает весь объем сосуда, в котором помещена смесь, равномерно распределяясь в нем. Давление, которое оказывает каждый газ в смеси, называют парциальным. Его можно определить по температуре и объему смеси на основании характеристического уравнения (116) для данного газа.

Дальтон открыл закон, согласно которому давление, оказываемое смесью, равно сумме парциальных давлений отдельных газов, входящих в состав смеси:

$$p = \sum_i p_i.$$

Смесь газов ведет себя как однородный газ, и ее состояние в равной степени можно описать следующими характеристическими уравнениями:

$pv = RT$ — для 1 кг газовой смеси;

$pV = MRT$ — для M кг смеси;

$pV_\mu = R_0 T$ — для 1 кмоля смеси.

В первых двух уравнениях неизвестной является газовая постоянная, а в третьем уравнении — объем каждого киломоля газовой смеси V_μ. Его можно определить по формуле

$$V_\mu = v\mu. \tag{118}$$

Для этого необходимо знать среднюю молекулярную массу смеси μ, которая связана с газовой постоянной смеси зависимостью (117):

$$\mu R = R_0 = 8{,}31 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \tag{119}$$

Однако μ и R зависят от количественного и качественного состава смеси.

Состав газовой смеси. Количественный состав газовой смеси может быть задан в массовых и объемных долях. В первом случае задается относительное массовое содержание отдельных газов в смеси. Если в M кг газовой смеси содержится M_1, M_2, M_3, ..., M_n кг различных газов (относительное массовое содержание первого газа $m_1 = M_1/M$, второго газа $m_2 = M_2/M$; n-го газа $m_n = M_n/M$), то для газовой смеси можно записать

$$M = M_1 + M_2 + \cdots + M_n; \quad m_1 + m_2 + \cdots + m_n = 1. \tag{120}$$

При определении состава газовой смеси по объему используют закон Дальтона. Парциальное давление находят из уравнения газового состояния. Состояние отдельных газов в смеси характеризуется следующими параметрами:

$$p_1,\ V,\ T;$$
$$p_2,\ V,\ T;$$
$$\cdots\cdots$$
$$p_n,\ V,\ T,$$

где V — объем газовой смеси; T — температура смеси; p_1, p_2, ..., p_n — парциальное давление отдельных газов.

Для сопоставления объемов отдельных газов необходимо привести парциальные объемы к одинаковому давлению. Под парциальным объемом понимают такой объем, какой занимал бы каждый компонент газовой смеси, если бы он один содержался в сосуде при давлении, равном давлению смеси.

На основании уравнения (112) можно записать следующие уравнения:

$$\left.\begin{aligned} p_1V &= pV_1;\\ p_2V &= pV_2;\\ &\cdots\cdots\\ p_nV &= pV_n. \end{aligned}\right\} \qquad (121)$$

Отношения

$$r_1=\frac{V_1}{V};\quad r_2=\frac{V_2}{V};\ \ldots;\quad r_n=\frac{V_n}{V} \qquad (122)$$

выражают объемные доли отдельных газов в смеси. Из равенства (121) следует

$$V_1=V\frac{p_1}{p};\quad V_2=V\frac{p_2}{p};\ \ldots;\quad V_n=V\frac{p_n}{p}.$$

Тогда согласно закону Дальтона получим

$$V_1+V_2+\cdots+V_n=V\frac{p_1+p_2+\cdots+p_n}{p}=V.$$

Следовательно, $\frac{V_1}{V}+\frac{V_2}{V}+\cdots+\frac{V_n}{V}=1$ или $r_1+r_2+\cdots+r_n=1$.

Между объемными и массовыми долями, составляющими смесь газов, существует связь:

$$m_i=\frac{M_i}{M}=\frac{\rho_iV_i}{\rho_{см}V}=\frac{\rho_i}{\rho_{см}}r_i, \qquad (123)$$

где ρ_i и $\rho_{см}$ — соответственно плотность отдельного компонента и средняя плотность всей смеси газов.

Так как $\frac{\rho_i}{\rho_{см}}=\frac{\mu_i}{\mu_{см}}$, то $m_i=\frac{\mu_i}{\mu_{см}}r_i$. На основании зависимости (117) можно записать $R_{см}\,\mu_{см}=R_i\mu_i=R_0$, откуда

$$\frac{R_i}{R_{см}}=\frac{\mu_{см}}{\mu_i}.$$

Тогда

$$m_i=\frac{R_{см}}{R_i}r_i=\frac{\rho_i}{\rho}r_i=\frac{\mu_i}{\mu_{см}}r_i. \qquad (124)$$

Из соотношения (124) имеем

$$r_i=\frac{R_im_i}{R_{см}};\quad \sum_i r_i=\sum_i\frac{R_im_i}{R_{см}}.$$

Но так как $\sum_i r_i=1$, то

$$R_{см}=\sum_i R_im_i. \qquad (125)$$

Из формулы (119) следует, что $R_i=\frac{8{,}310}{\mu_i}$ кДж/(кг·К). Подставив это значение в выражение (125), получим

$$R_{см}=8{,}31\sum_i\frac{m_i}{\mu_i}\ \text{кДж/(кг·К)}; \qquad (126)$$

$$\mu_{см}=\frac{8{,}31}{R_{см}}=\frac{8{,}31}{\sum_i R_im_i}=\frac{1}{\sum_i\frac{m_i}{\mu_i}}. \qquad (127)$$

Уравнения (126) и (127) служат для определения газовой постоянной $R_{см}$ и кажущейся молекулярной массы $\mu_{см}$ газовой смеси, если известны ее массовый состав и молекулярная масса отдельных компонентов. Эти величины можно также определить, если состав смеси газов задан объемными долями компонентов. Тогда, пользуясь формулой (124) для газовой смеси, получим

$$\sum_i m_i=\frac{\sum_i r_i\mu_i}{\mu_{см}}. \qquad (128)$$

Так как $\sum_i m_i=1$, то

$$\mu_{см}=\sum_i r_i\mu_i. \qquad (129)$$

На основании уравнений (119) и (129) можно записать

$$R_{см}=\frac{1}{\sum_i\frac{r_i}{R_i}}. \qquad (130)$$

Пример 20. В продуктах сгорания содержится по объему CO_2 — 12,2%; O_2 — 7,1%; CO — 0,4%; N_2 — 80,3%. Определить массовый состав продуктов сгорания, среднюю молекулярную массу и газовую постоянную:

$$\mu_{CO_2} = 44; \quad \mu_{O_2} = 32; \quad \mu_{CO} = 28; \quad \mu_{N_2} = 28.$$

По формуле (129) найдем $\mu_{см} = \sum_i r_i\mu_i = 0{,}122 \cdot 44 + 0{,}071 \cdot 32 + 0{,}004 \times$ $\times 28 + 0{,}803 \cdot 28 = 30{,}2$; тогда плотность смеси (при 273 К и 101 325 Па)

$$\rho_{см} = \frac{\mu_{см}}{22{,}4} = \frac{30{,}2}{22{,}4} = 1{,}35 \text{ кг/м}^3.$$

Определим массовый состав продуктов сгорания из соотношения (124):

$$m_{CO_2} = \frac{44}{30{,}2}\,0{,}12 = 0{,}175; \quad m_{CO} = \frac{28}{30{,}2}\,0{,}004 = 0{,}0037;$$

$$m_{O_2} = \frac{32}{30{,}2}\,0{,}071 = 0{,}0752; \quad m_{N_2} = \frac{28}{30{,}2}\,0{,}803 = 0{,}745.$$

Из выражения (119) следует, что газовая постоянная для 1 кг смеси $R_{см} = \frac{R_0}{\mu_{см}} = \frac{8.31}{30{,}2} = 0{,}275$ кДж/(кг·К).

Пример 21. До какого давления следует довести 5 кг газовой смеси следующего состава: CO_2 — 18%, N_2 — 70% и O_2 — 12%, чтобы при температуре 350 К она занимала объем 2 м³ (газовая смесь задана объемными долями).

На основании соотношения (116) можно записать $p = MR_{см}T/V$. Для определения $R_{см}$ воспользуемся формулами (119) и (129):

$$R_{см} = \frac{8{,}31}{\sum_i r_i\mu_i} = \frac{8{,}31}{(0{,}14 \cdot 44 + 0{,}7 \cdot 28 + 0{,}12 \cdot 32)} \approx 0{,}28 \text{ кДж/кг·К}).$$

Окончательно получим $p = 0{,}5 \cdot 5 \cdot 0{,}280 \cdot 10^3 \cdot 350 \approx 245$ кПа.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какой газ принято считать идеальным? Чем он отличается от реального газа?
2. В чем заключается сущность закона Авогадро?
3. Каково характеристическое уравнение газа?
4. Чему равна универсальная газовая постоянная и в каких единицах ее измеряют?
5. В чем сущность закона Дальтона?
6. Что такое парциальное давление и парциальный объем газа?
7. Какова связь между объемными и массовыми долями газовой смеси?
8. Как выражается газовая постоянная и средняя молекулярная масса газовой смеси?

§ 7. Первый закон термодинамики

Равновесное и неравновесное состояния газа. Состояние системы газа может быть равновесным или неравновесным. *Равновесным* считают состояние, при котором параметры газа (p, V, T) остаются неизменными сколь угодно долго, пока какие-либо внешние воздействия не выведут систему из этого состояния (предполагается отсутствие потоков масс, теплоты и др.). Примером равновесного состояния может служить система из воды и пара, помещенная в закрытый теплоизолированный сосуд. Равновесной системой является также газ, находящийся в теплоизолированном цилиндре под поршнем, на который действует постоянная сила. Но газ, находящийся в цилиндре с подвижным поршнем, может перейти с некоторой скоростью из одного состояния в другое, например расшириться или сжаться. При расширении газ, прилегающий непосредственно к поршню, находится под меньшим давлением, чем в других частях цилиндра; при сжатии, наоборот, его давление у поршня выше. Поэтому состояние газа в данном случае *неравновесное*. Газ также находится в неравновесном состоянии, если к цилиндру подводится или от него отводится теплота, поскольку температура слоев, прилегающих к источнику теплоты, отличается от температуры газа в других частях цилиндра.

Каждое равновесное состояние системы можно изобразить в системе координат одной точкой, координаты которой указывают определенное значение параметров системы.

Понятие о термодинамическом процессе. Последовательность изменения термодинамического состояния системы называют *термодинамическим процессом*. Он сопровождается в общем случае изменением всех или части параметров системы газа. Если термодинамический процесс осуществляется настолько медленно, что разностью параметров в различных частях системы можно пренебречь на всем протяжении перехода от одного состояния в другое, то такой переход можно считать состоящим из непрерывного ряда равновесных состояний (равновесным термодинамическим процессом).

Очевидно при переходе газа из одного состояния в другое с конечной скоростью не соблюдается равенство параметров газа в различных частях системы и процесс этот не является равновесным.

Равновесный процесс можно представить в прямоугольной системе координат в виде линии, т. е. совокупности точек, каждая из которых представляет собой определенное равновесное состояние газа (рис. 72). Все реальные процессы, протекающие с конечной скоростью, неравновесные, и их графическое изображение носит условный характер.

Если в результате термодинамического процесса (назовем его прямым) система перешла из состояния *1* с параметрами p_1, V_1, T_1 в состояние *2* с параметрами p_2, V_2, T_2, то любой другой процесс, приводящий систему из состояния *2* в состояние *1*, называют обратным. Например, если расширение считать прямым процессом, то сжатие — процесс обратный.

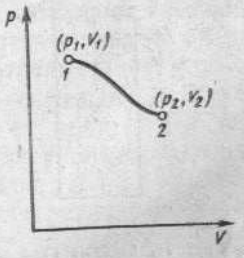


Рис. 72. График равновесного процесса

Термодинамические процессы могут быть обратимыми и необратимыми. Обратимым называют равновесный процесс, который протекает в прямом и обратном направлениях через один и тот же ряд равновесных состояний, не вызывая изменений в самом газе и в телах, окружающих систему. Неравновесные процессы необратимы. Все действительные процессы, встречающиеся в теплотехнике, практически необратимы. Изучение этих процессов может быть приведено при некоторых условиях к изучению обратимых процессов с достаточной для практики точностью.

Работа газа. Газ, находящийся в сосуде, при повышенном давлении стремится расшириться, т. е. увеличить занимаемый им объем. И если это не всегда осуществляется, то причина тому — внешние силы, воздействующие на газ и препятствующие этому расширению. Если, несмотря на препятствующие внешние силы, газ увеличился в объеме, то при этом газу пришлось совершить работу по преодолению этих сил. Аналогично при сжатии газа, находящегося в сосуде, приходится совершать работу по преодолению давления газа.

Чтобы определить работу сжатия или расширения газа, предположим, что некоторое количество газа находится в цилиндре под поршнем, скользящим без трения, к которому приложена внешняя сила P (рис. 73).

Пусть в результате подвода теплоты газ расширился так, что его давление осталось неизменным, а поршень переместился вверх на некоторое расстояние Δh. При этом газ совершил работу, равную произведению силы на пройденный путь. Если давление газа p, а площадь поперечного сечения поршня S, то сила давления равна pS, а совершаемая газом работа $\Delta L = pS\,\Delta h$. Но произведение $S\,\Delta h$ есть элементарное изменение объема ΔV, занимаемого газом. Таким образом:

$$\Delta L = p\,\Delta V. \qquad (131)$$

В общем случае при определении работы газа, который в результате термодинамического процесса (рис. 74, *а*) перешел из состояния *1* с параметрами p_1, V_1 в состояние *2* с параметрами p_2,

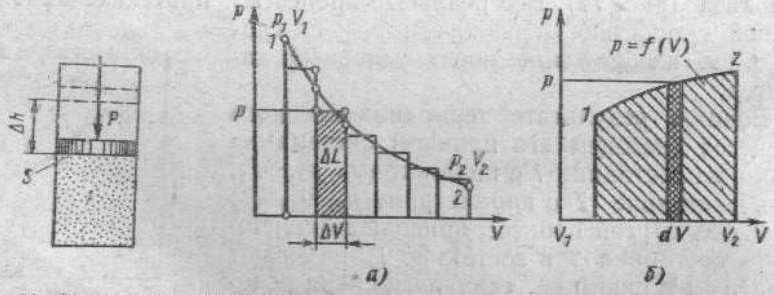


Рис. 73. Сжатие газа в цилиндре

Рис. 74. Графическое определение работы термодинамического процесса

V_2, следует разбить кривую переходного процесса на большое число элементарных участков, на каждом из которых давление можно считать неизменным. На элементарном участке работа газа $\Delta L = p\,\Delta V$. Если на кривой бесконечно большое число таких участков, то каждый участок ΔV будет бесконечно сужен, и вместо ΔV можно записать dV, а вместо ΔL — dL, тогда элементарная работа

$$dL = p\,dV. \qquad (132)$$

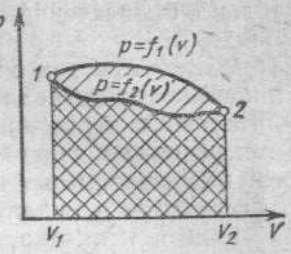


Рис. 75. Зависимость работы от характера протекания термодинамического процесса

Из формулы (132) следует, что когда газ расширяется ($dV > 0$), совершается работа по преодолению внешних сил и она положительна. Когда газ сжимается ($dV < 0$), работа совершается над газом внешними силами и она отрицательна.

Так как давление p может быть переменным, то для определения полной работы нужно провести суммирование элементарных работ, если известна зависимость давления от объема, т. е. если задана функция $p = f(V)$. В этом случае

$$L = \sum p\,\Delta V \text{ или } L = \int_{V_1}^{V_2} p\,dV. \qquad (133)$$

Графически работа на диаграмме p, V изображается площадью поверхности между кривой $p = f(V)$ и абсциссами V_1 и V_2 (на рис. 74, *б* заштрихована).

Работа по преодолению внешних сил зависит не только от начального и конечного состояний, но и от пути, по которому совершается процесс. Площадь, ограниченная кривой $p = f_1(V)$ и абсциссами V_1 и V_2, не равна площади, ограниченной кривой $p = f_2(V)$ и теми же абсциссами (рис. 75). Не равны также и работы, совершаемые газом в этих процессах.

В СИ единицей работы и энергии является джоуль (Дж). Допускается применение внесистемной единицы — киловатт-час (кВт·ч): 1 кВт·ч = 1 кВт·3600 с = $3{,}6 \cdot 10^3$ кДж = 3,6 МДж.

Внутренняя энергия газа. Молекулы газа обладают кинетической энергией хаотического движения и потенциальной энергией взаимодействия. Сумма внутренней кинетической и потенциальной энергий называется внутренней энергией газа U. В общем случае внутренняя энергия газа зависит от давления и занимаемого объема (а следовательно, и температуры) и поэтому является функцией состояния газа. При переходе газа из состояния *1* (p_1, V_1, T_1) в состояние *2* (p_2, V_2, T_2) внутренняя энергия изменяется на $\Delta U = U_2 - U_1$, где U_1, U_2 — соответственно внутренняя энергия газа в начальном и конечном состояниях. Изменение энергии ΔU не зависит от характера процесса, а зависит

только от значений энергии в начальном и конечном состояниях.

Сущность первого закона термодинамики. Первый закон термодинамики представляет собой закон сохранения энергии применительно к термодинамическим процессам: энергия не исчезает и не возникает из ничего, а лишь переходит из одного вида в другой в эквивалентных количествах. Примером может служить переход теплоты в механическую работу, и наоборот.

Если к M кг газа, занимающего при температуре T объем V м^3, подвести при постоянном давлении некоторое количество теплоты dQ, то в результате этого температура газа повысится на dT, а объем — на dV. Повышение температуры связано с увеличением средней кинетической энергии хаотического движения молекул dK. Увеличение же объема приводит к увеличению расстояния между молекулами, а следовательно, к изменению потенциальной энергии взаимодействия между ними dH. Вместе с тем, увеличивая свой объем, газ совершает работу dL по преодолению внешних сил.

Если, кроме указанных, никаких иных процессов в рабочем теле не происходит, то на основании закона сохранения энергии можно записать

$$dQ = dK + dH + dL. \tag{134}$$

Сумма $dK + dH$ представляет собой изменение внутренней энергии системы молекул dU в результате подвода теплоты. Тогда формулу (134) можно переписать следующим образом:

$$dQ = dU + dL \tag{135}$$

или

$$dQ = dU + p\,dV. \tag{136}$$

Для идеального газа, между молекулами которого нет взаимодействия, изменение внутренней энергии dU полностью определяется изменением кинетической энергии хаотического движения молекул, а изменение объема характеризует работу по преодолению сил внешнего давления.

Уравнение (136) представляет собой математическое выражение первого закона термодинамики: количество теплоты dQ, подводимое к системе газа, затрачивается на изменение ее внутренней энергии dU и совершение внешней работы dL.

Условно считают, что при $dQ > 0$ теплота сообщается рабочему телу; при $dQ < 0$ теплота отнимается от тела; при $dU > 0$ внутренняя энергия тела увеличивается; при $dU < 0$ внутренняя энергия тела уменьшается; при $dL > 0$ система совершает работу (газ расширяется); при $dL < 0$ работа совершается над системой (газ сжимается).

При подводе конечного количества теплоты Q к газу на основании формулы (135) можно записать $Q = U_2 - U_1 + L$. Так как L зависит от характера процесса, при котором газ перешел

из состояния *1* в состояние *2*, то, очевидно, и Q зависит от характера этого процесса.

Первый закон термодинамики имеет еще одну формулировку: энергия изолированной термодинамической системы остается неизменной независимо от того, какие процессы в ней протекают.

Невозможно построить вечный двигатель первого рода, т. е. периодически действующую машину, которая совершала бы работу без затраты энергии.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие термодинамические процессы называются равновесными и неравновесными, обратимыми и необратимыми?
2. Как определяется работа газа и в каких единицах измеряется?
3. Что такое внутренняя энергия газа и от чего она зависит?
4. В чем сущность первого закона термодинамики и каково его математическое выражение?

§ 8. Теплоемкость газов

Понятие о теплоемкости. Чтобы повысить температуру единицы количества вещества на dT, необходимо сообщить ему теплоту dq. Отношение

$$c = \frac{dq}{dT} \tag{137}$$

называют удельной теплоемкостью. Она показывает, какое количество теплоты необходимо подвести к единице количества вещества для нагревания его на 1 К. В зависимости от выбранной единицы количества вещества различают массовую c (отнесенную к 1 кг), киломольную μc (отнесенную к 1 кмолю) и объемную C (отнесенную к 1 м^3) удельные теплоемкости. В СИ единица удельной массовой теплоемкости Дж/(кг·К), киломольной — Дж/(кмоль·К), объемной — Дж/(м^3·К).

Удельная теплоемкость газа зависит от способа подвода к нему теплоты. Действительно, на основании (136) и (137) можно записать

$$c = \frac{dq}{dT} = \frac{du + p\,dv}{dT} = \frac{du}{dT} + \frac{p\,dv}{dT}. \tag{138}$$

Величину $p\,dv/dT$ называют удельной работой. Она показывает, какую работу совершает единица количества газа при повышении его температуры на 1 К.

Если при подводе к газу теплоты занимаемый им объем остается постоянным ($v = \text{const}$), то $dv = 0$ и удельная теплоемкость $c_v = \frac{du}{dT}$, откуда

$$du = c_v\,dT. \tag{139}$$

Если же при подводе к газу теплоты его давление остается постоянным ($p = \text{const}$) (например, если газ находится в ци-

линдре под подвижным поршнем, на который действует постоянная внешняя сила), то на основании (138) и (139) удельная теплоемкость

$$c_p = c_v + \frac{p\,dv}{dT}. \qquad (140)$$

Следовательно, удельная теплоемкость при постоянном давлении больше удельной теплоемкости при постоянном объеме на удельную работу. Продифференцировав уравнение состояния $pv = RT$ при $p = \text{const}$ $p\,dv = R\,dT$ получим выражение удельной работы для идеальных газов:

$$\frac{p\,dv}{dT} = R. \qquad (141)$$

Эта формула помогает уяснить физический смысл газовой постоянной. Она показывает, какую работу совершает единица количества газа при нагревании на 1 К, если теплота подводилась при постоянном давлении.

Из уравнения (140) следует уравнение Майера:

$$c_p - c_v = R. \qquad (142)$$

Для 1 кмоля можно записать: $\mu c_p - \mu c_v = \mu\,(c_p - c_v) = \mu R = R_0 = 8{,}31 \cdot 10^3$ Дж/(кмоль·К).

Для идеального газа c_p и c_v постоянны, поэтому и отношение $c_p/c_v = k$ также постоянно.

Нагревая идеальный газ от температуры T_1 до T_2 при постоянном объеме, необходимо подвести количество теплоты $q_v = c_v\,(T_2 - T_1)$, а для нагревания газа при постоянном давлении $q_p = c_p\,(T_2 - T_1)$.

Зависимость теплоемкости от температуры. Истинная и средняя теплоемкость. Удельная теплоемкость реальных газов в отличие от идеальных газов зависит от давления и температуры. Зависимостью удельной теплоемкости от давления в практических расчетах можно пренебречь. Но зависимость удельной теплоемкости от температуры необходимо учитывать, так как она очень существенна. Исследования показывают, что удельная теплоемкость реальных газов является сложной функцией температуры: $c = f(T)$. Из этого следует, что в различных температурных интервалах для нагревания единицы количества газа на 1 К требуется различное количество теплоты. Но если выбрать достаточно узкий температурный интервал, то для него можно принять удельную теплоемкость постоянной. Очевидно, если температурный интервал стремится к нулю, удельная теплоемкость соответствует истинной удельной теплоемкости газа при данной температуре:

$$c = \lim_{\Delta T \to 0} \frac{\Delta q}{\Delta T} \text{ или } c = \frac{dq}{dT}. \text{ Откуда } dq = c\,dT.$$

При нагревании газа от T_1 до T_2 необходимо затратить количество теплоты

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c\,dT.$$

При практическом решении теплотехнических задач пользуются понятием средней удельной теплоемкости в данном температурном интервале. Под средней удельной теплоемкостью (c_m) понимают количество теплоты, которое в среднем надо затратить для нагревания единицы количества газа на 1 К в данном температурном интервале.

В приложении приведены значения средней киломольной теплоемкости для различных газов в интервале температур 273...T К, которыми пользуются при теплотехнических расчетах.

С учетом введенного понятия средней удельной теплоемкости количество теплоты, необходимое для нагревания единицы количества газа на $\Delta T = T_2 - T_1$,

$$q = c_{m_2}\,(T_2 - 273) - c_{m_1}\,(T_1 - 273). \qquad (143)$$

Удельная теплоемкость газовой смеси. Под удельной массовой теплоемкостью $c_{см}$, Дж/(кг·К), газовой смеси понимают количество теплоты, необходимое для нагревания 1 кг смеси на 1 К. Очевидно, это количество теплоты можно получить путем суммирования количества теплоты, необходимого для нагревания каждого компонента, входящего в состав смеси,

$$c_{см} = \sum_i c_i m_i, \qquad (144)$$

где c_i — удельная массовая теплоемкость i-го компонента смеси; m_i — его массовая концентрация (доля).

Аналогично удельная объемная теплоемкость смеси, Дж/(м³·К)

$$C_{см} = \sum_i C_i r_i, \qquad (145)$$

где C_i — удельная объемная теплоемкость компонентов; r_i — объемные концентрации (доли) компонентов смеси.

Удельная киломольная теплоемкость газовой смеси, Дж/(кмоль·К)

$$\mu_{см} c_{см} = \sum_i \mu_i c_i r_i, \qquad (146)$$

где $\mu_i r_i$ — удельная киломольная теплоемкость компонентов газовой смеси; μ_i — молекулярная масса компонентов; r_i — объемные концентрации смеси.

Пример 22. Пользуясь данными приложения, определить количество теплоты, необходимое для нагревания при постоянном давлении 2 кг газовой смеси, состоящей из 12% CO_2, 7% O_2, 75% N_2 и 6% H_2O от — начальной температуры 1173 К (900 °С) до конечной температуры 1473 К (1200 °С).

Потребное количество теплоты найдем по формуле

$$Q = M\left[c_{pm_2}(T_2 - 273) - c_{pm_1}^{\text{н}}(T_1 - 273)\right].$$

Для определения среднего значения удельной теплоемкости смеси в температурном интервале 273...1473 К (0 °С...1200 °С) найдем среднюю удельную теплоемкость отдельных компонентов в том же интервале температуры. Удельная массовая теплоемкость меньше киломольной теплоемкости в μ раз (μ — молекулярная масса). Следовательно, пользуясь приложением, получим

$$c_{pm_2CO_2} = \frac{50{,}740}{44} = 1{,}153 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$c_{pm_2O_2} = \frac{33{,}633}{32} = 1{,}051 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$c_{pm_2N_2} = \frac{31{,}832}{28} = 1{,}137 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$c_{pm_2H_2O} = \frac{39{,}825}{18} = 2{,}213 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Значение удельной массовой теплоемкости отдельных компонентов в температурном интервале 273...1173 К (0...900 °С) определим аналогично:

$$c_{pm_1CO_2} = \frac{48{,}617}{44} = 1{,}104 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$c_{pm_1O_2} = \frac{32{,}83}{32} = 1{,}026 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$c_{pm_1N_2} = \frac{30{,}924}{28} = 1{,}104 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$c_{pm_1H_2O} = \frac{38{,}008}{18} = 2{,}111 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

На основании (144) средняя удельная теплоемкость смеси: в температурном интервале от 0 до 1200 °С

$$c_{pm_2\text{см}} = 0{,}12\cdot 1{,}15 + 0{,}07\cdot 1{,}05 + 0{,}75\cdot 1{,}14 + 0{,}06\cdot 2{,}21 \approx$$
$$\approx 1{,}19 \text{ кДж/(кг·К)};$$

в температурном интервале от 0 до 900 °С

$$c_{pm_1\text{см}} = 0{,}12\cdot 1{,}1 + 0{,}07\cdot 1{,}02 + 0{,}75\cdot 1{,}10 + 0{,}06\cdot 2{,}11 = 1{,}15 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Окончательно получим

$$Q = 2\,(1{,}19\cdot 1200 - 1{,}15\cdot 900) = 786 \text{ кДж}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется удельной массовой, объемной, киломольной теплоемкостью газа и какая существует связь между ними?
2. От чего зависит удельная теплоемкость газа?
3. Какая разница между удельными теплоемкостями газа при постоянном давлении и при постоянном объеме?

§ 9. Основные термодинамические процессы

Изучение термодинамического процесса заключается в определении работы, совершенной в данном процессе, изменения внутренней энергии, количества теплоты, а также в установлении связи между отдельными величинами, характеризующими состояние газа.

Из всех возможных процессов наибольший интерес представляют изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы.

Изохорный процесс. Изохорным называют термодинамический процесс, протекающий при постоянном объеме. Такой процесс может совершаться при нагревании газа, помещенного в закрытый сосуд. Газ же в результате подвода теплоты нагревается и давление в сосуде повышается. Количественные характеристики изохорного процесса устанавливаются из уравнения состояния $pV = RT$, откуда $p/T = R/V$. При $V = \text{const}$

$$\frac{p}{T} = \text{const}; \quad \frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}, \tag{147}$$

т. е. давление, оказываемое данной массой газа на стенки сосуда при изохорном процессе, прямо пропорционально абсолютной температуре (закон Шарля).

В диаграмме p, V изохорный процесс изображается прямой линией, параллельной оси ординат (рис. 76), получившей название изохоры.

Так как для изохорного процесса $V = \text{const}$ и $dV = 0$, то работа $dL = p\,dV = 0$. Физически это означает, что в изохорном процессе не совершается никакой работы по преодолению внешних сил. Из уравнения $dq = du + p\,dv$ следует, что при $dv = 0$ $dq = du$; из равенства (139)

$$dq = c_v\,dT. \tag{148}$$

Это означает, что вся подведенная теплота расходуется на увеличение внутренней энергии газа. Так как удельная теплоемкость реального газа c_v зависит от температуры, то количество теплоты, подводимое к газу при изохорном процессе:

$$q = u_2 - u_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_v\,dT = c_{vm_2}(T_2 - 273) - c_{vm_1}(T_1 - 273),$$

где c_{vm_2} и c_{vm_1} — соответственно средние удельные теплоемкости при постоянном объеме в температурных интервалах от 273 до T_2 К и от 273 до T_1 К.

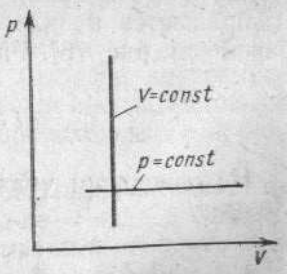


Рис. 76. Изохорный и изобарный процессы

Пример 23. Баллон с кислородом объемом 70 дм³ при давлении 9,8 МПа переносят с улицы, где температура $T_1 = 266$ К, в помещение, где температура $T_2 = 300$ К. Чему равно давление газа? Какое количество теплоты получил газ?

Из соотношения (147) получим

$$p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1} = 9{,}8 \cdot 10^6 \frac{300}{266} \approx 11 \text{ МПа}.$$

Поскольку температура менялась незначительно, можно принять удельную массовую теплоемкость постоянной. Тогда по данным приложения получим

$$c_p = \frac{29{,}274}{23} \approx 0{,}91 \text{ кДж/(кг·К)}; \quad c_v = c_p - R;$$

$$R = \frac{R_0}{\mu} = \frac{8{,}31}{32} = 0{,}26 \text{ кДж/(кг·К)}; \quad c_v = 0{,}91 - 0{,}26 = 0{,}65 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Газ массой 1 кг получает количество теплоты $q = c_v (T_2 - T_1) = 0{,}65 \cdot 37 =$ $= 24$ кДж/кг. Считая газ, находящийся в баллоне, идеальным, получим из уравнения состояния $p_1 V = MRT_1$:

$$M = \frac{p_1 V}{RT_1} = \frac{9{,}8 \cdot 10^6 \cdot 0{,}07}{260 \cdot 263} \approx 10{,}0 \text{ кг}.$$

Весь газ получит количество теплоты $Q = Mq = 10{,}0 \cdot 24{,}0 = 240$ кДж.

Изобарный процесс. Изобарным называют термодинамический процесс, протекающий при постоянном давлении. Такой процесс можно осуществить, поместив газ в плотный цилиндр с подвижным поршнем, на который действует постоянная внешняя сила при подведении или отводе теплоты (см. рис. 74). При нагревании температура газа повышается, и он, расширяясь, выталкивает поршень из цилиндра. При отводе теплоты температура газа понижается, и объем его уменьшается, а поршень погружается в цилиндр под действием внешней силы.

На основании уравнения (112) при $p = \text{const}$ имеем

$$\frac{V}{T} = \text{const} \text{ или } \frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}. \qquad (149)$$

Это означает, что в изобарном процессе объем, занимаемый данной массой газа, прямо пропорционален абсолютной температуре (закон Гей-Люссака). Изобарный процесс в координатах p, V изображается в виде прямой, параллельной оси абсцисс — изобарой (см. рис. 76). Работа 1 кг газа при изобарном процессе

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p\,dv = p(v_2 - v_1).$$

На основании уравнения состояния $pv_1 = RT_1$ и $pv_2 = RT_2$. Поэтому

$$l = R(T_2 - T_1). \qquad (150)$$

Удельная работа изобарного процесса определяется выражением (141).

Количество теплоты изобарного процесса с учетом зависимости удельной теплоемкости реального газа от температуры можно найти по формуле

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_p\,dT = c_{pm_2}(T_2 - 273) - c_{pm_1}(T_1 - 273),$$

где c_{pm_2} и c_{pm_1} — соответственно средние удельные теплоемкости при постоянном давлении в температурных интервалах от 273 до T_2 К и от 273 до T_1 К.

Изменение внутренней энергии газа в изобарном процессе такое же, как и в изохорном процессе.

В изобарном процессе одновременно с нагреванием происходит расширение газа. В этом случае лишь незначительная часть теплоты, подведенной к газу, идет на совершение работы. Действительно, из уравнения $dq = du + dl$ имеем

$$\frac{dl}{dq} = 1 - \frac{du}{dq} \text{ или } \frac{dl}{dq} = 1 - \frac{c_v\,dT}{c_p\,dT} = 1 - \frac{1}{k}.$$

Для двухатомных газов $k = 1{,}4$ и $\frac{dl}{dq} = 1 - \frac{1}{1{,}4} = 0{,}285$. Это значит, что только 28,5% количества подведенной теплоты расходуется на совершение работы против внешних сил, а 71,5% — на увеличение внутренней энергии, т. е. на повышение температуры.

Рассмотрим весьма важную термодинамическую функцию — энтальпию. В уравнение $dq = du + p\,dv$ применительно к 1 кг газа подставим величину $p\,dv = d(pv) - v\,dp$. Тогда получим $dq = du + d(pv) - v\,dp$ или $dq = d(u + pv) - v\,dp$. Если обозначить

$$u + pv = i, \qquad (151)$$

то

$$dq = di - v\,dp. \qquad (152)$$

Функцию (151) называют энтальпией.

Поскольку i зависит от внутренней энергии ($du = c_v\,dT$), объема и давления газа, то очевидно, энтальпия есть функция состояния, зависящая для идеальных газов (подобно внутренней энергии) от температуры. Энтальпию называют иногда «тепловой функцией» (слово «энтальпия» греческого происхождения и буквально означает «нагреваю»).

При изобарном подведении теплоты к системе величина $v\,dp$ в выражении (152) обращается в нуль. Тогда $dq = di$, т. е. изменение энтальпии характеризует количество теплоты изобарного процесса, что оправдывает ее название. Энтальпия 1 кг рабочего тела (удельная энтальпия) измеряется в кДж/кг.

Изменение энтальпии газа при изменении его состояния определяют по формуле

$$i_2 - i_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p \, dT,$$

а для реального газа

$$i_2 - i_1 = c_{pm_2}(T_2 - 273) - c_{pm_1}(T_1 - 273), \qquad (153)$$

где c_{pm_1} и c_{pm_2} — соответственно средние теплоемкости газа в температурных интервалах от 273 до T_1 К и от 273 до T_2 К.

Пример 24. В цилиндре объемом 0,3 м³ с подвижным поршнем находится воздух при давлении 1,96 МПа и температуре 292 К (19 °С). Определить количество подведенной теплоты, конечный объем и работу, совершенную воздухом, если его конечная температура достигает 400 °С.

Количество подведенной теплоты можно определить по формуле

$$Q = M[c_{pm_2}(T_2 - 273) - c_{pm_1}(T_1 - 273)].$$

На основании данных приложения находим

$$c_p = \frac{\mu c_{pm}}{\mu}; \quad c_{pm_2} = 1{,}03 \text{ кДж/(кг·К)}; \quad c_{pm_1} = 1{,}005 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Массу M определим из уравнения состояния (115)

$$M = \mu \frac{pV}{R_0 T} = \frac{28{,}96 \cdot 1{,}96 \cdot 10^6 \cdot 0{,}3}{8{,}31 \cdot 10^3 \cdot 292} = 7{,}0 \text{ кг}.$$

Тогда $Q = 7{,}0\,(1{,}03 \cdot 400 - 1{,}005 \cdot 19) = 2750$ кДж.

Конечный объем найдем из соотношения (149):

$$V_2 = V_1 \frac{T_2}{T_1} = 0{,}3 \frac{673}{292} \approx 0{,}69 \text{ м}^3.$$

Работа, совершенная воздухом при его расширении,

$$L = MR(T_2 - T_1) = 7{,}0 \cdot 0{,}287\,(673 - 292) \approx 765 \text{ кДж}.$$

Изотермический процесс. Изотермическим называют термодинамический процесс, протекающий при неизменной температуре. Практически осуществить изотермический процесс с газом весьма трудно. Ведь для того, чтобы в процессе сжатия или расширения температура газа оставалась неизменной, необходимо, чтобы за время перехода между двумя мало отличающимися состояниями газ успел отдать окружающей среде или получить от нее определенное количество теплоты. Из уравнения (112) при $T = \text{const}$ получаем

$$pV = \text{const} \text{ или } p_1 V_1 = p_2 V_2, \qquad (154)$$

т. е. при постоянной температуре для данной массы газа произведение давления газа на его объем постоянно (закон Бойля—Мариотта). Уравнение (154) есть уравнение изотермического процесса, графическое изображение его в координатах p, V (изотерма) — гипербола (рис. 77). Для изотермического процесса

$dU = Mc_v\,dT = 0$; $U = \text{const}$, т. е. внутренняя энергия идеального газа остается неизменной, и при изотермическом сжатии газа необходимо отводить теплоту в количестве, эквивалентном работе, затраченной извне на сжатие: $dQ = dL = p\,dV$.

Работа 1 кг газа при изотермическом процессе определяется выражением

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p\,dv.$$

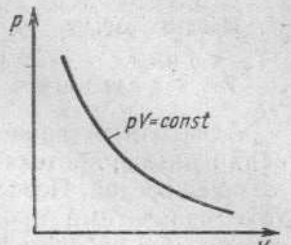


Рис. 77. Кривая изотермического процесса

Из уравнения (116) следует, что $p = RT/v$. Подставив значение p, получим $l = \int_{v_1}^{v_2} \frac{RT}{v}\,dv = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = p_2 v_2 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1}$.

Но $\frac{v_2}{v_1} = \frac{p_1}{p_2}$, следовательно,

$$l = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2} = p_2 v_2 \ln \frac{p_1}{p_2} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Итак, работа 1 кг газа при изотермическом процессе

$$l = RT \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_2 v_2 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{p_1}{p_2} =$$

$$= p_2 v_2 \ln \frac{p_1}{p_2} = RT \ln \frac{p_1}{p_2}. \qquad (155)$$

Учитывая связь, существующую между натуральными и десятичными логарифмами ($\ln N = 2{,}3 \lg N$), можно формулу (155) переписать в следующем виде:

$$l = 2{,}3RT \lg \frac{v_2}{v_1} = 2{,}3 p_1 v_1 \lg \frac{v_2}{v_1} = 2{,}3 p_2 v_2 \lg \frac{v_2}{v_1} =$$

$$= 2{,}3 p_1 v_1 \lg \frac{p_1}{p_2} = 2{,}3 p_2 v_2 \lg \frac{p_1}{p_2} = 2{,}3RT \lg \frac{p_1}{p_2}. \qquad (156)$$

Пример 25. Изотермическому сжатию подвергаются 8 кг углекислого газа при давлении 245 кПа и температуре $T = 293$ К, в результате чего объем газа уменьшается в 1,5 раза. Определить начальные и конечные параметры, затраченную работу и количество отведенной теплоты.

Из уравнения (154) найдем $p_2 = p_1 V_1 / V_2$, но по условию $V_1/V_2 = 1{,}5$, тогда $p_2 = 245 \cdot 1{,}5 = 368$ кПа. Для определения начального объема воспользуемся уравнением состояния (116):

$$V_1 = \frac{MRT}{p_1}; \quad R = \frac{R_0}{\mu} = \frac{8{,}31 \cdot 10^3}{44} \approx 189 \text{ Дж/(кг·К)};$$

$$V_1 = \frac{8 \cdot 189 \cdot 293}{245 \cdot 10^3} \approx 1{,}81 \text{ м}^3; \quad V_2 = \frac{V_1}{1{,}5} = \frac{1{,}81}{1{,}5} = 1{,}2 \text{ м}^3.$$

Найдем работу $L = 2{,}3MRT \lg \frac{V_2}{V_1} = 2{,}3 \cdot 8{,}0 \cdot 0{,}189 \cdot 293 \lg \frac{1}{1{,}5} =$ $= -180$ кДж.

Так как для изотермического процесса $\Delta U = 0$, то $Q = L = -180$ кДж.

Адиабатный процесс. Адиабатным называют термодинамический процесс, протекающий без теплообмена рабочего тела с окружающей средой. Подобно изотермическому, осуществить на практике адиабатный процесс очень сложно. Такой процесс может протекать с рабочим телом, помещенным в сосуд, например в цилиндр с поршнем, окруженный толстым слоем высококачественного теплоизоляционного материала. Но и такие материалы обладают, хотя и малой, но вполне определенной теплопроводностью. В результате небольшое количество теплоты будет проникать через стенки сосуда от рабочего тела в окружающую среду или наоборот. Такой теплоизолированный сосуд можно рассматривать только как приблизительную модель адиабатной среды. Однако многие термодинамические процессы, осуществляемые в теплотехнике, происходят очень быстро, и за время их протекания рабочее тело не успевает обменяться теплотой с окружающей средой. Поэтому эти процессы с известной точностью могут рассматриваться как адиабатные. Для вывода уравнения, связывающего давление и объем 1 кг газа в адиабатном процессе, запишем уравнение первого закона термодинамики: $dq = du + p\,dv$. Так как для адиабатного процесса $dq = 0$ и $du = c_v\,dT$, то можно записать

$$c_v\,dT + p\,dv = 0. \tag{157}$$

Продифференцировав уравнение $pv = RT$, получим $p\,dv + v\,dp = R\,dT$. Выразим отсюда dT и подставим в (157). После перегруппировки получим $p\,dv\left(\frac{c_v}{R} + 1\right) + \frac{c_v}{R} v\,dp = 0$.

С учетом уравнения Майера $R = c_p - c_v$ последнее выражение можно переписать в виде $\frac{p\,dv}{c_p - c_v}(c_v + c_p - c_v) + \frac{c_v}{c_p - c_v} v\,dp = 0$. Откуда $c_p p\,dv + c_v v\,dp = 0$. Разделив последнее выражение на $c_v pv$ получим $\frac{c_p}{c_v}\frac{dv}{v} + \frac{dp}{p} = 0$. Обозначив $\frac{c_p}{c_v} = k$ и проинтегрировав при $k = \text{const}$, запишем $\ln v^k + \ln p = \text{const}$ или $\ln pv^k = \text{const}$. Окончательно

$$pv^k = \text{const} \text{ или } p_1 v_1^k = p_2 v_2^k. \tag{158}$$

Уравнение (158) есть уравнение адиабатного процесса, в котором k — показатель адиабаты.

Проделав несложные преобразования уравнения (158), можно увязать между собой и другие параметры в адиабатном процессе и показать, что

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \frac{T_1}{T_2} \text{ и } \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_1}{T_2}.$$

Кривую, изображающую адиабатный процесс в координатах p, v, называют адиабатой (рис. 78). Так как в выражении (158) $k > 1$, то при изменении объема в адиабатном процессе изменение давления идет более интенсивно, чем в изотермическом. Поэтому адиабата поднимается более круто, чем изотерма (рис. 78).

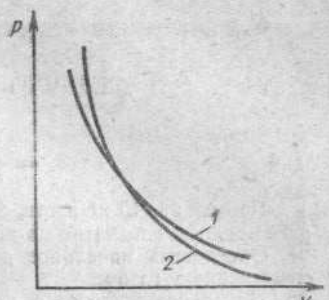


Рис. 78. Изотерма (кривая 1) и адиабата (кривая 2)

При адиабатном процессе $0 = c_v\,dT + p\,dv$, откуда $c_v\,dT = -p\,dv$. Это означает, что внешняя работа при адиабатном процессе полностью выполняется в результате изменения внутренней энергии газа: при расширении газа $dv > 0$ уменьшается внутренняя энергия, что приводит к понижению температуры $dT < 0$, а при сжатии газа $dv < 0$ его внутренняя энергия увеличивается, что приводит к повышению температуры $dT > 0$.

Работа адиабатного процесса $l = -\int_1^2 du = u_1 - u_2$, или $l = -\int_{T_1}^{T_2} c_v\,dT$. Полагая $c_v = \text{const}$, получим

$$l = c_v(T_1 - T_2). \tag{159}$$

Для реальных газов

$$l = c_{vm_1}(T_1 - 273) - c_{vm_2}(T_2 - 273). \tag{159а}$$

Работу 1 кг газа при адиабатном процессе можно представить в ином виде. Поскольку $c_p - c_v = R$ и $c_p = c_v k$, то $kc_v - c_v = R$. Отсюда $c_v = R/(k-1)$ и формулу (159) можно переписать в виде $l = \frac{R}{k-1}(T_1 - T_2)$. Но

$$RT_1 = p_1 v_1 \text{ и } RT_2 = p_2 v_2.$$

Тогда $l = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2)$ или

$$l = \frac{RT_1}{k-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{p_1 v_1}{k-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{p_1 v_1}{k-1}\left(1 - \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1}\right).$$

Так как $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^k$ и $\frac{v_1}{v_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}$,

то $l = \frac{p_1 v_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$ и $l = \frac{p_1 v_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}\right]$.

Окончательно получим

$$l = \frac{1}{k-1}(p_1v_1 - p_2v_2) = \frac{p_1v_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}\right] =$$

$$= \frac{p_1v_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \qquad (160)$$

Пример 26. 10 кг азота, занимающего объем 0,85 м³ при температуре 293 К, расширяются адиабатно до конечного давления 196 кПа.

Определить начальное давление, конечный объем, температуру и работу, совершенную газом.

Начальное давление p_1 определим по уравнению состояния (116), считая газ идеальным:

$$p_1 = \frac{MRT_1}{V}; \quad R = \frac{8{,}31}{28} \approx 0{,}297 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$p_1 = \frac{10 \cdot 297 \cdot 293}{0{,}85} \approx 10{,}2 \cdot 10^5 \text{ Па}.$$

Конечный объем определим из уравнения:

$$V_2 = V_1\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}.$$

Так как для двухатомного газа (азота) $k = 1{,}4$, то

$$V_2 = 0{,}85\left(\frac{10{,}2 \cdot 10^5}{1{,}96 \cdot 10^5}\right)^{\frac{1}{1{,}4}} \approx 2{,}77 \text{ м}^3.$$

Конечную температуру T_2 найдем из соотношения (112):

$$T_2 = \frac{p_2V_2T_1}{p_1V_1} = \frac{1{,}96 \cdot 10^5 \cdot 2{,}77 \cdot 293}{10{,}2 \cdot 10^5 \cdot 0{,}85} = 183 \text{ К}.$$

Работа расширения

$$L = \frac{1}{k-1}(p_1V_1 - p_2V_2) =$$

$$= \frac{1}{0{,}4}(10{,}2 \cdot 10^5 \cdot 0{,}85 - 1{,}96 \cdot 10^5 \cdot 2{,}77) = 8{,}1 \cdot 10^5 \text{ Дж}.$$

Политропный процесс. Политропным называют многообразный термодинамический процесс, который описывается уравнением

$$pV^n = \text{const}. \qquad (161)$$

Здесь n — показатель политропы, $-\infty < n < \infty$:

$$n = \frac{c - c_p}{c - c_v}, \qquad (162)$$

где c — удельная теплоемкость газа в политропном процессе; c_p и c_v — соответственно удельная теплоемкость газа при постоянных давлении и объеме.

Слово «политропный» греческого происхождения и означает многообразный. Из уравнения (162) имеем

$$nc - nc_v = c - c_p; \quad (n-1)c = nc_v - \frac{c_p}{c_v}c_v;$$

$$(n-1)c = (n-k)c_v.$$

Откуда

$$c = \frac{n-k}{n-1}c_v. \qquad (163)$$

Если в формуле (163) $n = 0$, то $c = c_vk = c_p$, а уравнение (161) примет вид $pV^0 = \text{const}$ или $p = \text{const}$, т. е. уравнение изобарного процесса.

Преобразуем выражение (163):

$$\frac{c}{c_v} = \frac{n-k}{n-1}; \quad \frac{c}{c_v} - 1 = \frac{n-k}{n-1} - 1; \quad \frac{c}{c_v} - 1 = \frac{1-k}{n-1}.$$

Тогда при $n = \infty$ получим $c/c_v - 1 = 0$; $c = c_v$.

Таким образом, при $n = \infty$ мы имеем уравнение изохорного процесса.

Если из обеих частей уравнения (161) извлечь корень n-й степени:

$$p^{\frac{1}{n}}V = \text{const},$$

и принять $n = \infty$, то получим уравнение изохоры.

Если в формуле (163) $n = 1$, то $c = \infty$; из формулы (161) получаем уравнение изотермического процесса $pV = \text{const}$. При $n = k$ удельная теплоемкость $c = \frac{n-k}{n-1}c_v = 0$, а это означает, что теплообмен отсутствует, идет адиабатный процесс, уравнение которого $pV^k = \text{const}$.

Из уравнения (163) следует, что удельная теплоемкость может быть и отрицательной, например, если $k > n > 1$ (для политроп, расположенных между изотермой и адиабатой, рис. 79). Тот факт, что удельная теплоемкость c отрицательна, означает, что dq и dT в выражении $c = \frac{dq}{dT}$ имеют разные знаки, т. е. несмотря на подведение теплоты, температура системы падает. Это явление, на первый взгляд кажущееся парадоксальным, становится ясным, если рассмотреть уравнение

$$q = u_2 - u_2 + l.$$

Если $|l| > |q|$, то при расширении газа работа совершается не

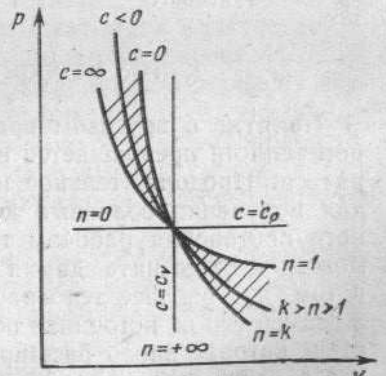


Рис. 79. Взаимное расположение политроп, проходящих через одну точку

только благодаря подводимой теплоте, но и в результате убыли внутренней энергии ($u_2 < u_1$), что влечет за собой понижение температуры ($T_2 < T_1$). При сжатии газа работа превращается в теплоту, часть которой отводится, а другая — расходуется на увеличение внутренней энергии, вызывая тем самым повышение температуры.

Так как уравнение (161) политропного процесса аналогично уравнению (158) адиабатного процесса, то и все формулы определения параметров и работы газа при политропном процессе такие же, как и для адиабатного, с той только разницей, что вместо показателя адиабаты k записывают показатель политропы n.

Элементарная работа при политропном процессе $dl = \frac{R}{n-1}\,dT$.

В зависимости от показателя политропы, принимающего значения от $-\infty$ до $+\infty$, меняется и вид кривой, характеризующей политропный процесс. На рис. 79 изображена совокупность проходящих через одну точку политроп с различными значениями показателей. Политропы для $n = \infty$ и $n = 0$ представляют собой прямые линии, для $\infty > n > 0$ — гиперболы (изотерма, адиабата); для политроп с показателями $k > n > 1$ теплоемкость отрицательна. Политропа, построенная в координатах p, V, тем круче, чем больше значение ее показателя n.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какой процесс называется изохорным и какие параметры газа изменяются при изохорном процессе?
2. Какой процесс называется изобарным? Как определяются теплота и работа газа в изобарном процессе?
3. Какой процесс называется изотермическим и какова зависимость между изменяющимися параметрами газа при изотермическом процессе?
4. Какой процесс называется адиабатным, как его графически изображают в координатах p, V?
5. Какой термодинамический процесс называется политропным?
6. Что такое энтальпия газа и какова физическая сущность этой термодинамической функции?

§ 10. Второй закон термодинамики

Понятие о круговом процессе. В каждом двигателе, в котором теплота превращается в работу, рабочее тело должно расширяться. Продолжительное и безостановочное действие двигателя для получения большого количества энергии требует непрерывного повторения рабочим телом процесса расширения. Это возможно осуществить двумя путями. Первый путь заключается в том, что рабочее тело расширяется и удаляется из двигателя, а взамен его из источника поступает новая порция рабочего вещества, которое вновь расширяется. Второй путь сводится к тому, что рабочее тело после расширения возвращается в исходное состояние путем сжатия, а затем вновь расширяется.

В первом случае нужно иметь все новые и новые порции рабочего вещества. Во втором случае можно длительное время обходиться одним и тем же рабочим телом, но на его сжатие должна тратиться работа внешних сил. Чтобы получить от такой машины полезную работу, очевидно, на сжатие необходимо затрачивать меньше работы, чем совершает рабочее тело при расширении. Изменение состояния рабочего тела во втором случае графически можно представить в координатах p, V в виде замкнутой кривой $ACBDA$ (рис. 80). Рабочее тело при этом попеременно расширяется и сжимается, возвращаясь каждый раз в первоначальное состояние. Такой замкнутый процесс называется круговым процессом или циклом.

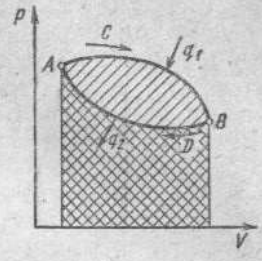


Рис. 80. Графическое определение работы замкнутого цикла

На участке ACB от источника к 1 кг рабочего тела подводится количество теплоты q_1, при этом внутренняя энергия изменяется на Δu_1 и совершается работа l_1.

На участке BDA от рабочего тела (газа) отводится количество теплоты q_2, внутренняя энергия при этом уменьшается на Δu_2, а для возвращения газа в исходное состояние A необходимо совершить работу l_2.

Таким образом, согласно первому закону термодинамики для процесса расширения на участке ACB $q_1 = \Delta u_1 + l_1$, а для сжатия на участке BDA $q_2 = \Delta u_2 + l_2$. Разность количества подведенной и отведенной теплоты

$$q = q_1 - q_2 = \Delta u_1 + l_1 - \Delta u_2 - l_2.$$

Поскольку после возвращения в исходное состояние параметры рабочего тела те же, что и вначале, $\Delta u_1 = \Delta u_2$ и $q_1 - q_2 = l_1 - l_2 = l$, где l — работа замкнутого цикла, равная разности работ расширения на участке ACB и сжатия на участке BDA, и определяемая площадью заштрихованной поверхности $ACBDA$. Очевидно, $l > 0$, если направление обхода кривой процесса осуществляется по часовой стрелке при положении осей, указанном на рис. 80, и $l < 0$, если направление обхода противоположно. Условие $l > 0$ соответствует работе теплового двигателя, а $l < 0$ — рабочей машины, в которой работа совершается внешними силами.

Замкнутый процесс может быть обратимым и необратимым. Циклы, состоящие только из обратимых процессов, являются обратимыми, в противном случае они называются необратимыми.

Степень использования теплоты в цикле определяется термическим коэффициентом полезного действия $\eta_т$, представляющим

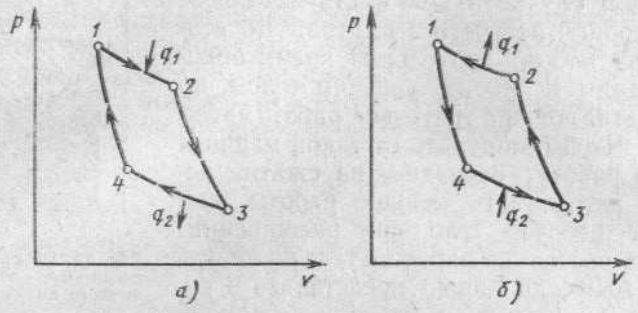


Рис. 81. Цикл Карно:
а — прямой; *б* — обратный

отношение количества теплоты, превращенной в работу, к количеству затраченной теплоты:

$$\eta_т = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \text{ или } \eta_т = \frac{l}{q_1}. \quad (164)$$

Цикл Карно. Из всех циклов, встречающихся в термодинамике, особое значение имеет так называемый цикл Карно. Этот идеальный цикл теплового двигателя был предложен французским инженером Сади Карно в связи с исследованием работы паровых машин.

Чтобы построить такой цикл, вообразим, что 1 кг идеального газа, взятого в качестве рабочего тела, находится в теплоизолированном цилиндре с подвижным поршнем, причем рабочее тело может периодически сообщаться то с горячим бесконечным источником теплоты, имеющим постоянную температуру T_1, то с холодным бесконечным телом, имеющим температуру T_2 и выполняющим роль холодильника. Пусть состояние рабочего тела в точке *1* (рис. 81, *а*) p_1, v_1, T_1. Получая от источника некоторое количество теплоты q_1, газ изотермически расширяется до состояния *2*, которому соответствуют параметры p_2, v_2, T_1. После этого подведение теплоты к рабочему телу прекращается, но газ продолжает адиабатно расширяться (уже не получая теплоты) до состояния *3*, в котором его давление равно p_3, объем v_3, а температура $T_2 < T_1$. В точке *3* начинается изотермическое сжатие газа, которое продолжается на всем участке *3—4*. При этом давление увеличивается до p_4. Чтобы осуществить изотермическое сжатие, необходимо от рабочего тела отвести и передать холодильнику определенное количество теплоты q_2, эквивалентное работе, затраченной на изотермическое сжатие. В точке *4* холодильник отсоединяется от системы, отвод теплоты прекращается, и при дальнейшем сжатии газа давление и температура его увеличиваются до значений p_1 и T_1, а объем уменьшается до первоначального значения v_1.

Таким образом, мы получили цикл *1—2—3—4—1*, состоящий из двух изотерм: *1—2* и *3—4*, и двух адиабат: *2—3* и *4—1*.

Термический КПД цикла Карно можно определить по формуле

$$\eta_т = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad (165)$$

т. е. термический КПД цикла Карно зависит только от температуры источника T_1 и холодильника T_2, причем значение $\eta_т$ тем больше, чем больше T_1 и меньше T_2.

Расчеты показывают, что если температура холодильника $T_2 = 283$ К, то в зависимости от температуры нагревателя термический КПД цикла Карно принимает следующие значения:

T_1, К	500	700	900	1100	1300	1500
$\eta_т$	0,44	0,6	0,69	0,74	0,78	0,81

Получить значение $\eta_т = 1$ можно лишь при $T_2 = 0$ или $T_1 = \infty$, но ни того, ни другого принципиально достигнуть нельзя.

Более того, Карно доказал в своей знаменитой теореме, что невозможно построить периодически действующий тепловой двигатель с циклом, имеющим более высокий термический КПД, чем КПД цикла Карно при одинаковых начальных и конечных температурах. В этом смысле КПД цикла Карно есть тот предел, к которому может приблизиться КПД цикла любой тепловой машины. Поэтому с целью повышения эффективности использования теплоты в реальных тепловых машинах стремятся по возможности повысить параметры нагревателя и понизить параметры холодильника.

В связи с обратимостью цикла Карно можно провести его в направлении, противоположном указанному на рис. 81, *а*. В этом случае (рис. 82, *б*) от тела, имеющего температуру T_2, отнимается количество теплоты q_2 и отдается другому телу, имеющему температуру $T_1 > T_2$. Так как теплота от тела с меньшей температурой самопроизвольно не передается телу с более высокой температурой, то для протекания этого процесса необходимо затратить определенную работу. Причем, если от холодного тела отнимается количество теплоты q_2, то более горячему телу передается количество теплоты $q_1 > q_2$:

$$q_1 = q_2 + l. \quad (166)$$

Обратный цикл Карно является идеальным циклом холодильной машины. Для оценки эффективности холодильной установки вводится холодильный коэффициент

$$\varkappa = \frac{q_2}{l} = \frac{q_2}{q_1 - q_2}. \quad (167)$$

Холодильный коэффициент обратного цикла Карно зависит только от температуры тела, у которого забирается теплота, и тела, которому теплота передается:

$$\varkappa = \frac{T_2}{T_1 - T_2}. \quad (168)$$

В отличие от термического КПД $\eta_т$ холодильный коэффициент $\varkappa$ всегда больше единицы.

Сущность второго закона термодинамики. Первый закон термодинамики устанавливает связь между изменениями внутренней энергии системы, количеством теплоты процесса и количеством работы, происходящими при взаимных превращениях различных форм энергии, но не позволяет решить вопрос о возможности и направлении протекания того или иного термодинамического процесса. Между тем этот вопрос имеет большое практическое значение. Обычно превращение работы в теплоту не встречает никаких затруднений и ограничений. Например, работа сил трения или работа по сжатию газа может полностью переходить в теплоту. Иначе обстоит дело с превращением теплоты в работу. В прямом цикле Карно не вся подведенная теплота превращается в работу: часть ее не используется и передается холодильнику. Другой пример: теплота от нагретого тела к более холодному переходит сама собой, тогда как обратный процесс невозможен без дополнительной затраты работы.

Все эти особенности процессов устанавливаются вторым законом термодинамики. Впервые основные идеи, лежащие в основе второго закона термодинамики, были высказаны в 1824 г. Сади Карно. В работе «Размышления о движущей силе огня и о машинах, способных развивать эту силу» Карно писал, что повсюду, где имеется разность температур, может происходить возникновение движущей силы. Движущая сила теплоты не зависит от агентов, взятых для ее развития, и ее количество определяется исключительно температурой тел, между которыми в конечном счете производится перенос теплоты. Температура газа должна быть первоначально как можно выше, чтобы получить значительное развитие движущей силы. По той же причине охлаждение должно быть как можно больше. Нельзя надеяться хотя бы когда-либо использовать всю движущую силу топлива.

В этой формулировке фактически вскрыта сущность второго закона термодинамики, указаны условия, при которых возможно превращение теплоты в работу, и отмечено, от чего зависит эффективность этого превращения. Она указывает также на невозможность полного использования теплоты для получения работы, т. е. на невозможность построения вечного двигателя второго рода — двигателя, совершающего работу благодаря лишь одному источнику теплоты.

Второй закон термодинамики имеет еще несколько формулировок. Вот формулировка, которую дал английский физик Томсон Кельвин Уильям (1824—1907гг.): нельзя построить периодически действующую машину, все действия которой сводились бы только к производству механической работы и охлаждению одного источника теплоты. Из этой формулировки следует, что теплота, сообщаемая рабочему телу, не может полностью превратиться в работу, что для осуществления этого превращения необходимо иметь

кроме нагревателя еще и холодильник, температура которого все время должна оставаться ниже температуры нагревателя.

Немецкий физик Клаузиус Рудольф (1822—1888 гг.) сформулировал второй закон термодинамики в виде постулата: теплота не может переходить от холодного тела к более нагретому сама собой.

Приведенные формулировки второго закона термодинамики отличаются по форме, но сущность их одна, они лишь подчеркивают различные стороны проявления этого закона.

Понятие об энтропии. Введем еще один параметр рабочего тела, имеющий большое практическое значение для облегчения решения многих теплотехнических задач, — энтропию. Этот параметр не имеет физического смысла, введен формально на основании математических соображений применительно к идеальному газу.

Рассмотрим элементарный термодинамический процесс, в ходе которого к 1 кг газа подводится (или отводится) такое небольшое количество теплоты dq, что его температура T остается неизменной. На основании первого закона термодинамики можно записать

$$dq = du + p\,dv.$$

Разделив обе части этого уравнения на T, получим

$$\frac{dq}{T} = \frac{du}{T} + \frac{p\,dv}{T}. \qquad (169)$$

Обозначим отношение

$$\frac{dq}{T} = ds. \qquad (170)$$

Энтропия s — величина, изменение которой ds в элементарном процессе равно отношению элементарного количества теплоты dq, участвующей в этом процессе, к постоянной температуре T. Слово «энтропия» греческое и в переводе означает превращение.

Уравнение (170) на основании (139) и (112) запишем в следующем виде:

$$ds = \frac{dq}{T} = \frac{c_v\,dT}{T} + R\,\frac{dv}{v}.$$

Проинтегрировав последнее выражение, получим с точностью до постоянной интегрирования

$$s = c_v \ln T + R \ln v. \qquad (171)$$

Продифференцируем уравнение $pv = RT$: $p\,dv + v\,dp = R\,dT$. Выразим отсюда $p\,dv$ и подставим в уравнение (169):

$$ds = c_v\,\frac{dT}{T} + R\,\frac{dT}{T} - v\,\frac{dp}{T}.$$

Так как $v/T = R/p$ и $c_v + R = c_p$, то $ds = c_p\ dT/T - R\ dp/p$. После интегрирования с точностью до постоянной интегрирования получим

$$s = c_p \ln T - R \ln p. \qquad (172)$$

Если в результате какого-либо конечного процесса идеальный газ перешел из состояния *1* в состояние *2*, то на основании выражений (171) и (172) можно заключить, что энтропия изменится на величину

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{p_1}{p_2}. \qquad (173)$$

Изменение энтропии рабочего тела, а не ее абсолютное значение в каких-либо состояниях характеризует количество теплоты, участвующей в термодинамическом процессе. Поэтому при термодинамических расчетах не имеет значения, от какого исходного состояния рабочего тела производится отсчет значений энтропии. Обычно в технической термодинамике при расчетах тепловых двигателей принято отсчитывать энтропию от значения, равного нулю для состояния рабочего тела, находящегося при нормальных условиях ($T = 273$ К, $p \approx 100$ кПа).

Из выражения (173) следует, что изменение энтропии зависит от параметров газа в начальном и конечном состояниях и не зависит от процесса, по которому изменяется это состояние. Поэтому энтропию можно рассматривать как параметр состояния рабочего тела.

Тепловая диаграмма *T*—*s*. Так как каждому состоянию тела или системы тел соответствует определенное значение температуры T и энтропии s, то каждое равновесное состояние его можно изобразить графически в координатах T, s точкой, а обратимый процесс изменения состояния — линией (рис. 82).

Площадь элементарного прямоугольника, равная $T\ ds$, дает значение теплоты dq, подведенной или отведенной от 1 кг газа. Это

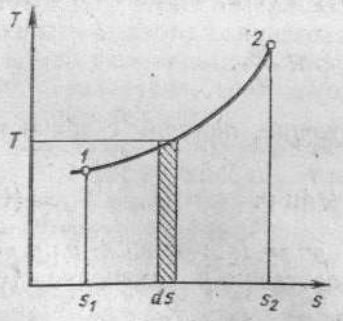


Рис. 82. Термодинамический процесс

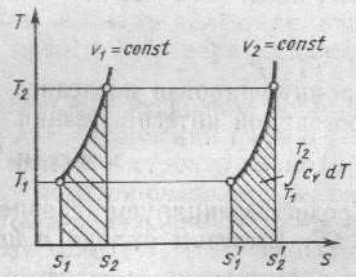


Рис. 83. Изохоры

приводит к изменению энтропии на бесконечно малую величину ds. А площадь под кривой *1—2*, равная $\int_1^2 T\ ds$, представляет количество теплоты q процесса, изображенного кривой *1—2*. Поэтому диаграмму, показанную на рис. 82, называют *тепловой*. Эту диаграмму широко применяют при теплотехнических расчетах и всегда строят для 1 кг рабочего тела. Так как $T > 0$, то dq и ds имеют одинаковые знаки. А это значит, что подведение теплоты ($dq > 0$) увеличивает энтропию ($ds > 0$), а отвод теплоты ($dq < 0$) уменьшает ее ($ds < 0$).

Основные термодинамические процессы в диаграмме *T*—*s*. *Изохорный процесс* ($v = \text{const}$). Из уравнения (171) следует, что изохора в диаграмме T—s (рис. 83) изображается логарифмической кривой. Площадь под изохорой характеризует количество теплоты изохорного процесса, равное изменению внутренней энергии: $q = \int_1^2 T\ ds = \int_1^2 c_v\ dT$. Изохоры, соответствующие бо́льшим значениям v ($v_2 > v_1$) больше удалены от оси ординат, ибо, как следует из уравнения (171), при увеличении v увеличивается и значение s. Изменение энтропии в изохорном процессе

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} = 2{,}3 c_v \lg \frac{T_2}{T_1}. \qquad (174)$$

Изобарный процесс ($p = \text{const}$). Из выражения (172) следует, что изобара также изображается на диаграмме T — s логарифмической кривой (рис. 84), но так как $c_p > c_v$, то изобара является более пологой кривой, чем изохора, проходящая с ней через одну точку. Площадь под изобарой дает в некотором масштабе изменение энтальпии $q = \int_1^2 T\ ds = \int_1^2 c_p\ dT = i_2 - i_1$.

На диаграмме T — s изобара, соответствующая большему значению давления ($p_2 > p_1$), расположена ближе к оси ординат: из выражения (172) следует, что при увеличении p значение s уменьшается. Изменение энтропии в изобарном процессе

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} = 2{,}3 c_p \lg \frac{T_2}{T_1}. \qquad (175)$$

Изотермический процесс ($T = \text{const}$). Изотерма на диаграмме T — s изображается прямой, параллельной оси абсцисс (рис. 85). Площадь под этой прямой в некотором масштабе определяет количество теплоты q, подведенное к газу (или отведенное от него) при изотермическом процессе. Эта же площадь определяет работу

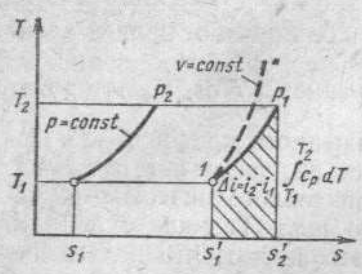


Рис. 84. Взаимное расположение изобары и изохоры и двух изобар

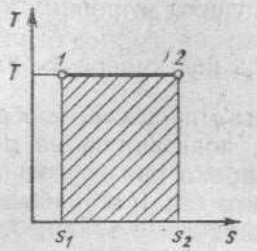


Рис. 85. Изотермический процесс

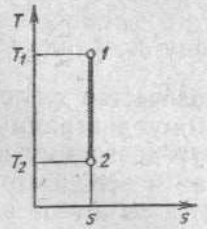


Рис. 86. Адиабатный процесс

газа в изотермическом процессе. Изменение энтропии газа при изотермическом процессе

$$s_2 - s_1 = R \ln \frac{v_2}{v_1} = R \ln \frac{p_1}{p_2} =$$

$$= 2{,}3R \lg \frac{v_2}{v_1} = 2{,}3R \lg \frac{p_1}{p_2}. \qquad (176)$$

Адиабатный процесс ($dq = 0$). Из условий $ds = \frac{dq}{T}$ получаем $s = \text{const}$. В связи с этим адиабатный процесс называют еще иногда изоэнтропийным. Адиабата изображается в координатах T, s вертикальной прямой (рис. 86). Площадь под адиабатой равна нулю.

Круговой процесс. Как в координатах p, v, так и в координатах T, s круговой процесс изображается замкнутой кривой. Рассмотрим круговой процесс общего вида (рис. 87), при котором на участке ABC газ получает количество теплоты q_1, определяемое площадью $ABCC'A'A$, а на участке CDA отдает количество теплоты q_2, равное площади $ADCC'A'A$. Очевидно, что $q = q_1 - q_2$ изображается площадью $ABCDA$ и определяет работу, которая совершается за один цикл. Эта работа положительна, если направление обхода контура совпадает с направлением вращения часовой стрелки, и отрицательна при противоположном направлении обхода. В первом случае — тепловая машина, во втором — холодильная.

КПД кругового процесса можно выразить формулой

$$\eta_т = \frac{l}{q_1} = \frac{S_{ABCDA}}{S_{BCC'A'AB}}. \qquad (177)$$

Для обратимого замкнутого процесса изменение энтропии $ds = 0$. Для замкнутого обратимого процесса КПД любого цикла всегда меньше единицы, ибо возвращение тела из состояния C в состояние A неизбежно связано с отдачей теплоты q_2, которая равнялась бы нулю, если бы обратный процесс осуществлялся по кривой $C'A'$, т. е. при температуре $T = 0$, достижение которой невозможно.

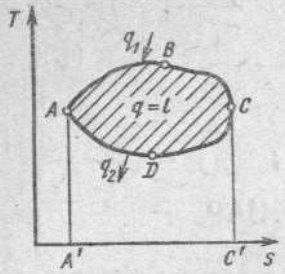


Рис. 87. Круговой процесс

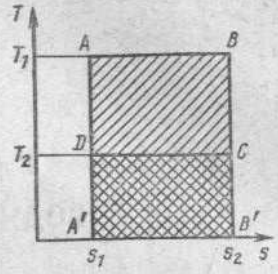


Рис. 88. Цикл Карно

Обратимый цикл Карно, состоящий из двух изотерм и двух адиабат, изображается в координатах T, s в виде прямоугольника $ABCD$ (рис. 88).

Термический КПД цикла Карно, как это следует из диаграммы $T - s$:

$$\eta_т = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{S_{DCB'A'D}}{S_{ABB'A'A}} = 1 - \frac{T_2 (s_2 - s_1)}{T_1 (s_2 - s_1)} = 1 - \frac{T_2}{T_1}, \qquad (178)$$

что совпадает с формулой (165).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как протекает цикл в тепловом двигателе; как определяется термический КПД цикла?
2. Из каких процессов состоит цикл Карно и как выражается термический КПД этого цикла?
3. Что представляет собой обратный цикл Карно? Что называется холодильным коэффициентом и как он выражается?
4. В чем сущность второго закона термодинамики?
5. Как выражается изменение энтропии идеального газа?
6. В каких координатах строится тепловая диаграмма?
7. Что характеризует площадь под кривой, изображающей термодинамический процесс в тепловой диаграмме?
8. Как изображаются графически в координатах T, s изохорный, изобарный, изотермический, адиабатный процессы?

Глава 4

ВОДЯНОЙ ПАР

§ 11. Общие свойства

Водяной пар, применяемый в современной теплотехнике, близок по свойствам к реальным газам.

Для практических расчетов составлены таблицы зависимости параметров водяного пара от температуры и давления в широком интервале температур (до 1273 К) и давления (до 10^8 Па), а также построены диаграммы водяного пара, которые позволяют быстро определять его параметры и решать многие теплотехнические задачи.

Процесс парообразования. Вода в жидком агрегатном состоянии малопригодна в качестве рабочего тела для превращения теплоты в механическую работу. Обычно воду вначале превращают в пар в паровых котлах при постоянном давлении. Для рассмотрения процесса парообразования при постоянном давлении представим, что в цилиндр под поршень, нагруженный постоянной силой, помещен 1 кг воды при 0 °С. Так как вода практически несжимаема при давлениях, применяемых в теплотехнических установках, считаем, что ее удельный объем $v = 0{,}001$ м³/кг. Состояние воды при этих условиях обозначим точкой a (рис. 89).

Нагреем воду в цилиндре, подводя к ней теплоту извне. При неизменной нагрузке на поршень (неизменном давлении) повышение температуры приводит к увеличению удельного объема и энтропии. При некоторой температуре, зависящей от давления, прекратится повышение температуры, несмотря на дальнейшее подведение теплоты. Вода начнет кипеть и интенсивно испаряться; обозначим состояние воды в момент закипания a'.

По мере дальнейшего подведения теплоты количество воды уменьшается, а количество пара увеличивается. Удельный объем и энтропия рабочего тела очень быстро увеличиваются. Увеличивая количество подведенной к цилиндру теплоты, можно добиться полного превращения всей воды в пар. Состояние рабочего тела при этих условиях обозначим a''.

В процессе парообразования между точками a' и a'' рабочее тело находится одновременно в двух агрегатных состояниях: жидком и парообразном. Каждому объему, занимаемому рабочим телом, при этом соответствует определенное количество пара и воды. В этих состояниях жидкость и пар находятся в динамическом равновесии. При этом сколько молекул в единицу времени

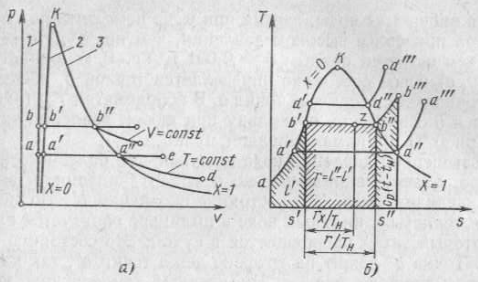


Рис. 89. Процесс парообразования

вылетает из жидкости в пространство, занимаемое паром, столько же молекул возвращается из пара в жидкость. Пар, находящийся в динамическом равновесии с жидкостью, из которой он образовался, называется *насыщающим* или *насыщенным*.

Температуру насыщенного пара, равную температуре кипения в точке a', называют температурой насыщения $T_н$. Температура насыщения зависит от давления (рис. 90).

Изотермическое уменьшение объема насыщенного пара приводит к частичной конденсации его, общее количество пара уменьшается, но его плотность и давление не изменяются. Наоборот, изотермическое увеличение объема вызывает испарение дополнительной порции воды, что приводит к увеличению количества пара. Однако, как и при уменьшении объема, его плотность и давление остаются неизменными.

Точка a'' (см. рис. 89) соответствует состоянию, при котором вся жидкость превратилась в пар. Насыщенный пар, не содержащий влаги при температуре насыщения, называют *сухим насыщенным* или *сухим* паром.

Участку $a'a''$ соответствует так называемый *влажный пар*, представляющий собой смесь кипящей жидкости и сухого пара. При этом между жидкостью и паром может не быть резкой границы, а капельки жидкости пронизывают пар во взвешенном виде.

Массовую долю сухого пара во влажном называют *степенью сухости* X. Доля воды во влажном паре, называемая степенью влажности, равна $1-X$.

Давление и температура насыщения еще не определяют состояние влажного пара. В качестве дополнительного параметра применяют степень сухости X.

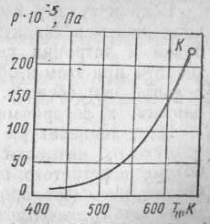


Рис. 90. Зависимость температуры насыщенного пара от давления

Если вновь 1 кг воды, взятой при 0 °С, поместить под поршень цилиндра при более высоком давлении, чем прежде, то ее удельный объем остается равным $v = 0{,}001$ м³/кг. В координатах p, v (рис. 89, *а*) новое состояние определяется точкой b, абсцисса которой совпадает с абсциссой точки a. В координатах T, s (рис. 89, *б*) точки a и b совпадают, поскольку при любом давлении энтропию воды при 0 °С принимают равной нулю.

С повышением давления вода закипает при более высокой температуре, объем, занимаемый ею в момент кипения, и энтропия также увеличиваются. Это состояние обозначим b'. По мере подведения теплоты к кипящей воде в цилиндре образуется влажный пар, который затем превращается в сухой. Это состояние обозначим b''. Точка b'' лежит на графике левее точки a'', так как плотность насыщенного пара с повышением температуры увеличивается, а удельный объем и энтропия уменьшаются.

Если рассматривать каждый раз процесс парообразования при более и более высоком давлении, то точки, характеризующие состояние воды при 0 °С, расположатся в координатах p, v на прямой *1*, параллельной оси ординат, а в координатах T, s сольются в одну точку a, лежащую на оси ординат. Точки, соответствующие состоянию кипения воды, образуют так называемую нижнюю пограничную линию *2*, а точки, характеризующие состояние сухого пара, — верхнюю пограничную кривую *3*. На нижней пограничной кривой все точки характеризуют состояние рабочего тела, для которого степень сухости $X = 0$, поэтому ее называют кривой равной сухости $X = 0$. Соответственно верхняя пограничная кривая является кривой равной сухости $X = 1$.

При некотором давлении точки с одним и двумя штрихами совпадают (точка K). Это значит, что при некотором давлении нет прямолинейного участка перехода жидкости в пар. В точке K жидкость и сухой пар обладают одинаковыми параметрами. Эту точку называют критической и все параметры, характеризующие рабочее тело в этой точке, — критическими. Для воды критические параметры: $p_{кр} = 22{,}129$ МПа; $T_{кр} = 647{,}31$ К; $v_{кр} = 0{,}00326$ м³/кг.

Если к сухому насыщенному пару при постоянном давлении продолжать подводить теплоту, то его температура, удельный объем и энтропия увеличатся. График изобарного подведения теплоты при этом изобразится в координатах p, v прямой, параллельной оси абсцисс, а в координатах T, s — кривой, весьма близкой к логарифмической.

Пар, температура и удельный объем которого больше, чем у сухого, называют *перегретым*. Изотермическое изменение объема перегретого пара приводит к изменению его давления. Он не насыщает пространство, в котором находится, поэтому называется *ненасыщенным*.

Верхняя и нижняя пограничные кривые при $p > p_{кр}$ (см. рис. 89, *а*) делят диаграмму на три части: слева от нижней пограничной кривой — область жидкого состояния, справа от верхней пограничной кривой — область перегретого пара, а между ними — область влажного пара.

По диаграмме T—s (рис. 89, *б*) можно определить количество теплоты каждого процесса. Например, площадь под кривой ab' характеризует количество теплоты, необходимое для нагревания 1 кг воды от 273 К до температуры кипения, соответствующей определенному давлению. На участке $b'b''$ изобара совпадает с изотермой, и площадь под этим участком характеризует количество теплоты, необходимое для превращения 1 кг кипящей воды в сухой пар при температуре насыщения, т.е. представляет собой удельную теплоту парообразования r. Площадь под кривой $b''b'''$ характеризует количество теплоты, затраченное на перегрев 1 кг сухого пара до некоторой температуры $T_п > T_н$: $c_{pm}(T_п - T_н)$, где c_{pm} — средняя теплоемкость пара в температурном интервале $T_н \ldots T_п$.

Основные параметры воды и водяного пара. Для практического определения параметров водяного пара при решении теплотехнических задач используют табличные или полученные из диаграмм данные. Основными параметрами являются удельный объем, удельная энтальпия, удельная энтропия и внутренняя энергия.

Рассмотрим кратко основные связи между параметрами рабочего тела в различных состояниях.

Вода. Удельный объем воды при 273 К и любом практическом значении давления $v = 0{,}001$ м³/кг. Удельную энтальпию и удельную энтропию при 273 К условно принимают равными нулю. По мере нагревания удельный объем воды увеличивается. Удельный объем кипящей воды зависит от давления.

Чтобы вскипятить 1 кг воды при постоянном давлении, необходимо сообщить ей q' кДж теплоты, определяемой по формуле

$$q' = c_{pm}(T_н - 273), \qquad (179)$$

где c_{pm} — средняя удельная теплоемкость при постоянном давлении в интервале температур $273 \ldots T_н$ К.

Теплота расходуется на увеличение внутренней энергии Δu и совершение работы, т. е. $q' = \Delta u + p(v' - v_0)$. Так как разность $v' - v_0$ очень мала, то практически можно считать, что вся теплота идет на изменение внутренней энергии.

При 273 К внутреннюю энергию принимают равной нулю и $q' = u'$. Удельную энтальпию кипящей воды i' определяют по формуле

$$i' = u' + pv'. \qquad (180)$$

Так как при давлении 10...20 МПа второе слагаемое значительно меньше первого, можно приближенно принять, что $i' = u' = q'$. Доведение 1 кг воды до кипения при постоянном

давлении влечет за собой изменение ее энтропии на величину

$$s' = \int_{273}^{T_н} c_p \, dT.$$

Сухой пар. Состояние сухого насыщенного пара крайне неустойчиво, так как незначительный отвод теплоты от него при постоянном давлении связан с превращением сухого пара во влажный, а незначительный приток теплоты превращает его в перегретый пар. В связи с этим опытное определение удельного объема v'' сухого пара довольно сложно. Удельный объем v'' сухого пара является функцией давления $v'' = f(p)$.

Удельную энтальпию сухого пара i'' определяют исходя из следующего условия: изменение Δi численно равно теплоте изобарного процесса. Применительно к изобарному процессу превращения 1 кг кипящей воды в сухой пар можно записать $r = i'' - i'$, откуда

$$i'' = i' + r. \tag{181}$$

Удельную внутреннюю энергию сухого пара u'' определяют по формуле

$$u'' = i'' - pv''. \tag{182}$$

Изменение удельной энтропии сухого пара $s'' - s' = r/T_н$, где s'' — энтропия сухого пара; s' — энтропия кипящей воды; $T_н$ — абсолютная температура насыщения. Откуда энтропия сухого пара

$$s'' = s' + \frac{s}{T_н}. \tag{183}$$

Влажный пар. Удельный объем влажного пара v_X со степенью сухости X определяют, учитывая следующие условия. Если объем сухого пара v'' и в 1 кг влажного пара со степенью сухости X содержится X частей сухого пара, то объем, занимаемый им, составляет $v''X$. Остальную часть $(1 - X)$ занимает вода, объем которой равен $v'(1 - X)$, где v' — удельный объем воды. Таким образом, удельный объем влажного пара

$$v_X = v''X + v'(1 - X). \tag{184}$$

Так как при $1 > X > 0$ обычно $v'' \gg v'$, то можно записать

$$v_X = v''X. \tag{185}$$

Для получения при постоянном давлении 1 кг влажного пара со степенью сухости X необходимо 1 кг воды, взятой при 0 °С, довести до кипения и X частей его превратить в пар, на что потребуется количество теплоты

$$q_X = q' + rX. \tag{186}$$

К этому же выводу можно прийти исходя из понятия энтальпии влажного пара. Действительно, энтальпия 1 кг влажного пара равна сумме энтальпий сухой его части и воды, т. е. $i_X = i''X + i'(1 - X)$. Так как по формуле (181) $i'' = i' + r$, то

$$i_X = i'X + rX + i' - i'X = i' + rX. \tag{187}$$

Переход X частей воды в сухой пар изменит энтропию каждого килограмма воды на $rX/T_н$. Отсюда для влажного пара энтропия

$$s_X = s' + \frac{rX}{T_н}. \tag{188}$$

Внутреннюю энергию влажного пара определяют по формуле

$$u_X = i_X - pv_X. \tag{189}$$

Перегретый пар. Для перегретого пара удельная энтальпия

$$i_п = i' + r + c_{pm}(T_п - T_н), \tag{190}$$

где c_{pm} — средняя удельная теплоемкость перегретого пара при постоянном давлении в интервале температуры $T_н \ldots T_п$; $T_п$ — температура перегрева.

Удельная теплоемкость водяного пара существенно зависит от температуры и давления. При состоянии, близком к критическому, удельная теплоемкость c_p пара очень велика. Практически это означает, что подведение значительного количества теплоты к рабочему телу приводит лишь к незначительному повышению его температуры.

Энтропию перегретого пара $s_п$ можно определить по формуле

$$s_п = s'' + \int_{T_н}^{T_п} c_p \frac{dT}{T}, \tag{191}$$

где s'' — энтропия сухого пара; $T_н$ — температура насыщения; $T_п$ — температура перегрева.

Количество теплоты, потребное для получения 1 кг перегретого пара:

$$q_п = q' + r + c_{pm}(T_п - T_н). \tag{192}$$

Внутреннюю энергию перегретого пара можно найти из выражения

$$u_п = u'' + c_{pm}(T_п - T_н) - p(v_п - v_н), \tag{193}$$

где u'' — внутренняя энергия сухого пара.

Значения параметров v, i, s для воды и перегретого водяного пара приведены в специальных таблицах.

Диаграмма *i—s* водяного пара. При построении диаграммы *i—s* водяного пара вначале необходимо нанести обе пограничные кривые: $X = 0$ и $X = 1$ (рис. 91). Для этого, воспользовавшись таблицами для водяного пара, наносят значения i', s', соответ-

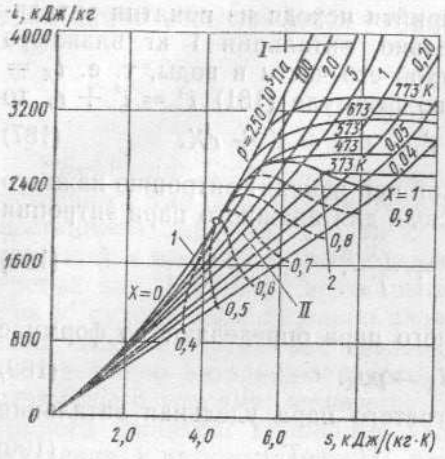


Рис. 91. Диаграмма i—s водяного пара

ствующие нижней пограничной кривой *1*, и i'', s'' — соответствующие верхней пограничной кривой *2*. Критическому состоянию пара соответствует точка *К*.

На диаграмме i—s в области *II* влажного пара изобары и изотермы совпадают и изображаются прямыми линиями. В области *I* перегретого пара изобары и изотермы расходятся и представляют собой кривые линии. По мере удаления от области насыщения в область перегрева изотермы асимптотически приближаются к горизонтальным прямым, а изобары принимают вид логарифмических кривых. Такой характер изобар и изотерм в области перегрева объясняется тем, что по мере удаления области насыщения свойства водяного пара приближаются к свойствам идеальных газов.

На диаграмме i—s обратимый адиабатный процесс изображается отрезком вертикальной прямой (s = const), а количество теплоты в изобарном процессе — проекцией отрезка изобары на ось ординат. На диаграмме i—s нанесены кривые равной сухости (штриховые линии).

На рис. 91 показан общий вид диаграммы i—s водяного пара. Однако на практике диаграмму i—s строят лишь для части области насыщения, приближающейся к области перегрева.

Пример 27. Начальное состояние пара характеризуется следующими параметрами: $p_1 = 980$ кПа; $X = 0{,}7$. Пользуясь диаграммой i—s, определить, какое количество теплоты необходимо подвести к пару при постоянном объеме, чтобы температура пара возросла до 573 К.

В изохорном процессе количество подведенной теплоты $q = u_2 - u_1$; $u_2 = i_2 - p_2 v_2$; $u_1 = i_1 - p_1 v_1$.

Так как $v_2 = v_1 = v$, то $q = i_2 - i_1 + (p_1 - p_2)\, v$.

Проектируя точку пересечения изобары p_1 и линии равной сухости $X = 0{,}7$ на ось ординат (рис. 92), найдем $i_1 = 2000$ кДж/кг.

Через упомянутую точку проходит изохора $v = 1{,}16$ м³/кг. Подведение теплоты к газу приводит к повышению температуры и энтропии. Двигаясь вдоль изохоры $v = 1{,}16$ м³/кг до ее пересечения с изотермой $T = 573$ К и проектируя эту точку на ось ординат, получим $i_2 = 3072$ кДж/кг. Через эту точку пересечения изохоры и изотермы проходит изобара $p_2 = 2{,}2$ МПа, и тогда $q = 3072 - 2000 + (9{,}8 - 22{,}0) \cdot 10^2 \cdot 1{,}16 \approx 1058$ кДж.

Пример 28. Определить количество отведенной теплоты, затраченную работу и изменение внутренней энергии, если 1 кг пара при постоянном давлении $p = 1$ МПа сжимается от удельного объема $v_1 = 0{,}21$ м³/кг до $v_2 = 0{,}14$ м³/кг.

Количество теплоты изобарного процесса характеризуется изменением энтальпии $q = i_2 - i_1$. Для нахождения i_2 и i_1 проектируем точки пересечения изобары $p = 1$ МПа и изохор $v_1 = 0{,}21$ м³/кг и $v_2 = 0{,}14$ м³/кг на ось ординат

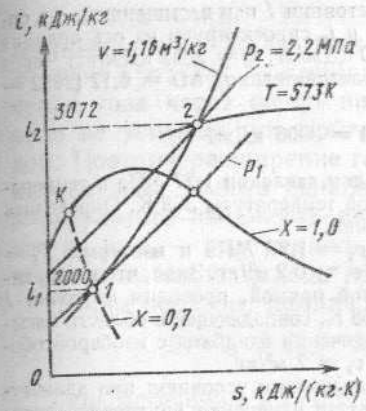


Рис. 92. К примеру 27

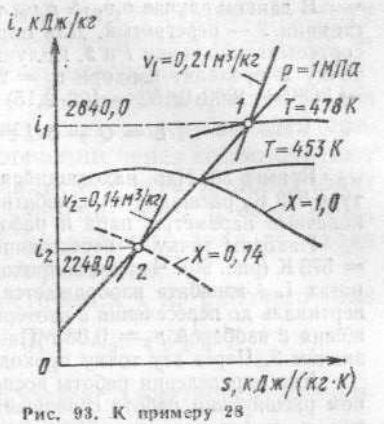


Рис. 93. К примеру 28

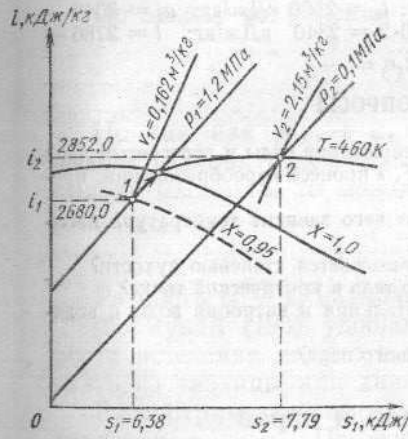


Рис. 94. К примеру 29

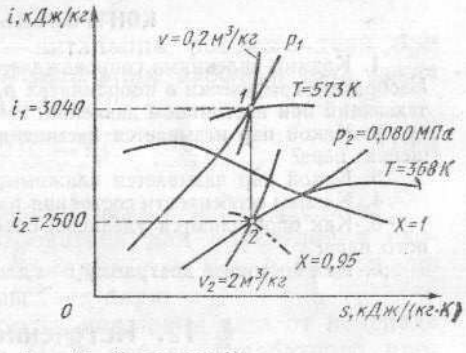


Рис. 95. К примеру 30

(рис. 93). Получим $i_1 = 2840$ кДж/кг; $i_2 = 2248$ кДж/кг. Количество отведенной теплоты $q = 2248 - 2840 = -592$ кДж/кг.

Затраченная работа $l = p\,(v_2 - v_1) = 1000\,(0{,}14 - 0{,}21) = -70$ кДж. Изменение внутренней энергии определяем из уравнения первого закона термодинамики: $\Delta q = q - l = -592 + 70 = -522$ кДж/ кг.

Пример 29. Пар объемом 1 м³ с начальными параметрами $p_1 = 1{,}2$ МПа и степенью сухости $X = 0{,}95$ расширяется изотермически до давления $p_2 = 0{,}1$ МПа. Определить количество подведенной к пару теплоты, произведенную паром работу и изменение его внутренней энергии.

Количество подведенной теплоты определим по формуле $Q = MT\,(s_2 - s_1)$.

Значения энтропии s_1 получим, проектируя на ось абсцисс точку пересечения изобары $p_1 = 1{,}2$ МПа и линии равной сухости $X = 0{,}95$ (рис. 94). Получим $s_1 = 6{,}38$ кДж/(кг·К). Через точку *1* проходит изотерма $T = 460$ К. Для нахождения значения s_2 спроектируем на ту же ось точку *2* пересечения этой изотермы и изобары $p_2 = 0{,}1$ МПа. Получим $s_2 = 7{,}79$ кДж/(кг·К).

Массу пара M определим по формуле $M = V/v$. Через точку *1* (см. рис. 94) проходит изохора $v_1 = 0{,}162$ м³/кг. Следовательно, $M = 1/0{,}162 = 6{,}17$ кг и $Q = 6{,}17 \cdot 460\,(7{,}79 - 6{,}38) = 4000$ кдж. Тогда изменение внутренней энергии $\Delta U = U_2 - U_1 = M\,(i_2 - i_1 - p_2 v_2 + p_1 v_1)$,

В данном случае $p_1v_1 \neq p_2v_2$, так как в состоянии *1* пар насыщенный, а в состоянии *2* — перегретый. Для определения i_1 и i_2 спроектируем на ось ординат соответственно точки *1* и *2*. Получим $i_1 = 2680$ кДж/кг, $i_2 = 2852$ кДж/кг. Через точку *2* проходит изохора $v_2 = 2{,}15$ м³/кг, следовательно, $\Delta U = 6{,}17\ (2852 - 2680 + 1200 \cdot 0{,}162 - 100 \cdot 2{,}15) = 994$ кДж.

$$L = Q - \Delta U = 4000 - 994 = 3006 \text{ кДж}.$$

Пример 30. Пар, находящийся при начальном давлении 1,27 МПа и температуре 573 К, расширяется адиабатно до конечной температуры 368 К. Определить конечные параметры пара и работу расширения.

Находим точку *1* пересечения изобары $p_1 = 1{,}27$ МПа и изотермы $T_1 = 573$ К (рис. 95). Через нее проходит изохора $v_1 = 0{,}2$ м³/кг. Зная, что в координатах i, s адиабата изображается вертикальной прямой, проводим из точки *1* вертикаль до пересечения с изотермой $T_2 = 368$ К, совпадающей в области насыщения с изобарой $p_2 = 0{,}08$ МПа. Точку пересечения адиабаты с изобарой обозначим *2*. Через эту точку проходит изохора $v_2 = 2$ м³/кг.

Для определения работы воспользуемся следующим условием: при адиабатном расширении работа совершается в результате изменения внутренней энергии, т. е. $l = u_1 - u_2$; $u_1 = i_1 - p_1v_1$; $u_2 = i_2 - p_2v_2$. Спроектировав точки *1* и *2* на ось ординат, найдем $i_1 = 3040$ кДж/кг; $i_2 = 2500$ кДж/кг; $u_1 = 3040 - 1270 \cdot 0{,}2 = 2786$ кДж/кг; $u_2 = 2500 - 80 \cdot 2 = 2340$ кДж/кг; $l = 2786 - 2340 = 446$ кДж/кг.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какими явлениями сопровождается превращение воды в перегретый пар? Изобразите графически в координатах p, v и T, s процесс парообразования, протекающий при постоянном давлении.
2. Какой пар называется насыщенным, от чего зависит температура насыщения пара?
3. Какой пар называется влажным; что называется степенью сухости?
4. Каковы особенности состояния рабочего тела в критической точке?
5. Как определяются удельный объем, энтальпия и энтропия воды и водяного пара?
6. Как построить диаграмму i—s для водяного пара?

§ 12. Истечение газов и паров

Многие тепловые двигатели имеют специальные сопла, в которых происходит превращение внутренней энергии газа или пара в кинетическую энергию его истечения. Таковы паровые и газовые турбины, реактивные двигатели и др.

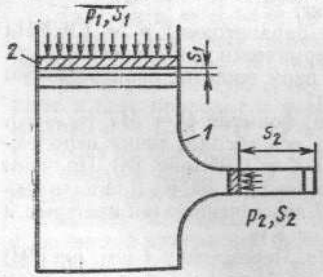


Рис. 96. Истечение газа из сопла:
1 — резервуар; *2* — поршень

Рассмотрим подробнее процессы, сопровождающие истечение газа или пара, а также конструкции сопл для наиболее эффективного использования энергии рабочего тела. Для этого предположим, что в резервуаре (рис. 96) находится газ под давлением p_1 при температуре T_1. Пусть из резервуара за 1 с истекает 1 кг рабочего тела. Тогда под действием давления p_1 поршень *2*, площадь которого S_1, опустится на расстояние s_1. Работа силы давления

$l_1 = p_1S_1s_1 = p_1v_1$. Истекая из сопла, газ совершает работу по преодолению силы давления внешней среды $-l_2 = -p_2S_2s_2 = -p_2v_2$, где S_2 — площадь выходного отверстия сопла. Истечение газа через сопло происходит с большой скоростью. При этом не успевает произойти теплообмен газа с окружающей средой. Поэтому расширение газа при истечении через сопло считают адиабатным. Работа адиабатного расширения газа l_3 происходит в результате изменения внутренней энергии, т. е. $l_3 = u_1 - u_2$, где u_1 и u_2 — внутренняя энергия 1 кг рабочего тела до входа в сопло и после выхода из него соответственно.

Таким образом, полная работа l истечения 1 кг рабочего тела

$$l = l_1 + l_3 - l_2 = p_1v_1 + u_1 - u_2 - p_2v_2.$$

При истечении из сопла газ приобретает кинетическую энергию $C^2/2$, где C — скорость истечения газа.

По закону сохранения энергии $C^2/2 = l$, или

$$\frac{C^2}{2} = p_1v_1 + u_1 - u_2 - p_2v_2. \qquad (194)$$

Но так как $p_1v_1 + u_1 = i_1$ — энтальпия рабочего тела при выходе в сопло, $p_2v_2 + u_2 = i_2$ — энтальпия рабочего тела после выхода из сопла, то можно записать $c^2/2 = i_1 - i_2$. Откуда

$$C = \sqrt{2(i_1 - i_2)}. \qquad (195)$$

Разность $i_1 - i_2$ называют располагаемым теплопадением.

Формулой (195) удобно пользоваться для определения скорости истечения водяного пара из сопла, так как i_1 и i_2 можно взять из таблицы или диаграммы i—s пара.

Рассмотрим зависимость скорости истечения газа от перепада давления $p_1 - p_2$. По формуле (160) работа адиабатного процесса

$$l_3 = \frac{1}{k-1}(p_1v_1 - p_2v_2) = u_1 - u_2. \qquad (196)$$

Подставив это выражение в равенство (194), получим

$$C^2 = 2\frac{k}{k-1}(p_1v_1 - p_2v_2) = 2\frac{k}{k-1}p_1v_1\left(1 - \frac{p_2v_2}{p_1v_1}\right). \qquad (197)$$

Для определения отношения v_2/v_1 воспользуемся уравнением (158), откуда $\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}$. Подставим полученное выражение в (197):

$$C^2 = 2\frac{k}{k-1}p_1v_1\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right].$$

Откуда

$$C = \sqrt{2\frac{k}{k-1}p_1v_1\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}. \quad (198)$$

Секундный массовый расход из сопла

$$M = SC\rho_2 = CS\frac{1}{v_2}, \quad (199)$$

где S — площадь сечения устья сопла; v_2 — удельный объем газа при выходе из сопла.

Из уравнения (158) получим $v_2 = v_1\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{k}}$. Подставив в (199) найденное выражение v_2 и C из (198), найдем

$$M = S\frac{1}{v_1}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}\sqrt{2\frac{k}{k-1}p_1v_1\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \quad (200)$$

или

$$M = S\sqrt{2\frac{k}{k-1}\frac{p_1}{v_1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}. \quad (201)$$

Таким образом, секундный массовый расход газа, вытекающего из сопла, зависит от отношения p_2/p_1. Так как $k > 1$, то при $p_2/p_1 > 1$ M — мнимое число. Физически это означает, что истечение газа при $p_2 > p_1$ (из среды с меньшим давлением в среду с бо́льшим давлением) невозможно. Если $p_2/p_1 = 1$, то из формулы (201) следует, что $M = 0$, т. е. при равенстве давления на входе в сопло и на выходе из него истечения газа не происходит.

При уменьшении отношения p_2/p_1 от 1 секундный расход газа возрастает. Однако при $p_2/p_1 = 0$ и $p_1 > 0$ секундный расход $M = 0$. Получается, будто истечение из области повышенного давления в среду абсолютного вакуума невозможно, что, конечно, противоречит здравому смыслу и практическому опыту. Такое противоречие объясняется тем, что в действительности секундный расход увеличивается от нуля при $p_2/p_1 = 1$ до определенного максимума, а затем остается постоянным независимо от дальнейшего уменьшения p_2 (рис. 97). Отношение p_2/p_1, при котором секундный расход M максимален, называют критическим: $\nu_{кр} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{кр}$. Давление в устье сопла и скорость истечения в этом случае также называют критическими: $p_{кр}$ и $C_{кр}$.

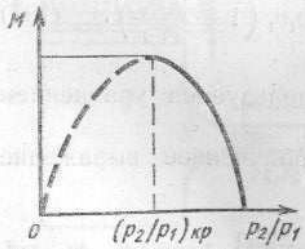


Рис. 97. Зависимость секундного расхода газа M от отношения p_2/p_1

Постоянство секундного расхода рабочего тела из сопла при уменьшении внешнего давления ниже определенного уровня объясняется установлением в устье сопла постоянного критического давления, не зависящего от внешнего давления. Продифференцировав выражение (201) по p и приравняв нулю результат, можно определить критическое отношение давлений:

$$\frac{dM}{dp} = \frac{d}{dp}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}}-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right] = 0;$$

$$\frac{2}{k}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}-1}-\frac{k+1}{k}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}-1} = 0;$$

$$\frac{2}{k}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2-k}{k}} = \frac{k+1}{k}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}},$$

откуда

$$\frac{2}{k+1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (202)$$

и

$$\nu_{кр} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (203)$$

На основании (203) для двухатомных газов ($k = 1{,}4$) находим $\nu_{кр} = 0{,}528$; для перегретого пара ($k = 1{,}3$) $\nu_{кр} = 0{,}546$; для сухого водяного пара ($k = 1{,}135$) $\nu_{кр} = 0{,}577$. Значение критической скорости истечения $C_{кр}$ можно определить, подставив в формулу (198) вместо p_2/p_1 выражение (203):

$$C_{кр} = \sqrt{2p_1v_1\frac{k}{k-1}\left(1-\frac{2}{k+1}\right)} = \sqrt{2\frac{k}{k+1}p_1v_1} =$$

$$= \sqrt{2\frac{k}{k+1}RT_1}. \quad (204)$$

Используя формулу (203), определим максимальный секундный расход из сопла:

$$M_{max} = S\sqrt{2\frac{k}{k+1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}\frac{p_1}{v_1}}. \quad (205)$$

Следовательно, в сужающихся соплах (рис. 98, *а*) используется лишь перепад давления $p_1 - p_{кр}$ и соответствующая часть теплоты превращается в кинетическую энергию рабочего тела. Перепад давления $p_{кр} - p_2$ и значительная часть теплоты в подобных соплах не используются, так как расширение рабочего тела до давления p_2, происходящее за пределами сопла, сопровождается образованием вихрей и переходом кинетической энергии в теплоту.

Для использования энергии вытекающей струи газа или пара (всего перепада давления) и при условии $p_2 < p_{кр}$, когда жела-

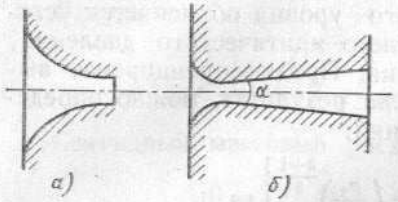


Рис. 98. Сопла для истечения газа и пара:
а — сужающееся; *б* — сопло Лаваля

тельно получить истечение со сверхкритическими скоростями, необходимо применять сопла другой конструкции (рис. 98, *б*). Такую конструкцию сопла предложил шведский инженер Лаваль. Наиболее узкое сечение этого сопла (горловину) рассчитывают таким образом, чтобы расход в нем был максимальным, а скорость истечения — критической. За горловиной начинается расширяющаяся часть сопла, где газ или пар постепенно расширяется до давления среды, в которую происходит истечение. Так как расход остается постоянным, увеличение удельного объема рабочего тела приводит к увеличению скорости его истечения. Сопла Лаваля называются комбинированными.

Во избежание отрыва струи газа или пара от стенок сопла при больших скоростях истечения и образования вихрей необходимо, чтобы угол расширения сопла α находился в пределах 8—12°. При выборе сопла исходят из следующего условия: при малых перепадах давлений, т. е. когда $1 > p_2/p_1 > \nu_{кр}$, следует применять простые сужающиеся сопла; при больших перепадах давлений $\left(\frac{p_2}{p_1} < \nu_{кр}\right)$ — сопла Лаваля.

Пример 31. Водяной пар, имеющий начальные параметры $p_1 = 980$ кПа и $T_1 = 623$ К, вытекает в атмосферу через простое сужающееся сопло. Определить скорость истечения C и секундный расход M, если площадь сечения выходного отверстия сопла $S = 10$ см².

По таблицам для пара или по диаграмме i—s устанавливаем, что пар указанных параметров является перегретым. Для перегретого пара $\nu_{кр} = 0{,}546$; $p_{кр} = p_1\nu_{кр} = 980 \cdot 0{,}546 = 535$ кПа. Так как $p_2 < p_{кр}$, то в устье сопла устанавливаются критическое давление и критическая скорость. По формуле (204) получим $C_{кр} = \sqrt{2\frac{k}{k+1}RT_1}$. Для перегретого пара $k = 1{,}33$;

$$R = \frac{R_0}{\mu} = \frac{8{,}31 \cdot 10^3}{18} = 4{,}62 \cdot 10^2 \text{ кДж/(кг·К)};$$

$$C_{кр} = \sqrt{2\frac{1{,}33}{2{,}33} \cdot 4{,}62 \cdot 10^2 \cdot 623} = 572 \text{ м/с}.$$

Для определения $v_{кр}$ можно использовать диаграмму i — s и провести адиабату из точки пересечения изобары $p_1 = 980$ кПа и изотермы $T_1 = 623$ К до пересечения с изобарой $p_{кр} = 535$ кПа. Через полученную точку проходит изохора $v_{кр} = 0{,}45$ м³/кг. Максимальный секундный расход пара через сопло согласно уравнению (199)

$$M_{кр} = \frac{10^{-3} \cdot 572}{0{,}45} = 1{,}27 \text{ кг/с}.$$

В теплотехнических установках на пути рабочего тела (пара или газа) к двигателю или измерительному прибору установлены

различные вентили, заслонки, имеющие малое проходное отверстие. При прохождении рабочего тела по такому трубопроводу, имеющему сужение (рис. 99), происходит снижение давления от p_1 перед сужением до p_2 после него. Такое снижение давления газа или пара при прохождении через сужение называется дросселированием.

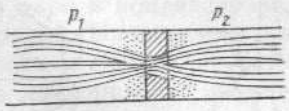


Рис. 99. Дросселирование пара

Одновременно с понижением давления происходит и изменение скорости. Если до сужения скорость потока была C_1, а после него — C_2, то, очевидно, каждый килограмм рабочего тела, прошедшего через сужение, изменил свою кинетическую энергию на величину $\frac{C_1^2}{2} - \frac{C_2^2}{2}$. Если при этом предположить, что дросселирование протекает без теплообмена, то на основании формулы (195) можно записать $\frac{C_1^2}{2} - \frac{C_2^2}{2} = i_1 - i_2$. Если $C_1 \approx C_2$, то $i_1 \approx i_2$, т. е. конечное значение энтальпии в результате дросселирования равно начальному.

Так как энтальпия идеального газа зависит только от температуры, то в результате дросселирования его конечная температура равна начальной. Дросселирование же реальных газов в большинстве случаев приводит к понижению температуры. В результате дросселирования водяного пара наряду со снижением его температуры происходит увеличение степени сухости, и влажный пар может не только стать сухим, но даже и перегретым.

Дросселирование — типичный необратимый процесс, и его можно только условно изобразить на какой-либо диаграмме. Это обстоятельство следует помнить, используя диаграммы при решении задач по дросселированию.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется критическим давлением и критической скоростью истечения?
2. В каких случаях применяют сужающиеся сопла и комбинированные сопла Лаваля?
3. В чем сущность явления дросселирования газов и паров? Какими процессами сопровождается это явление?

§ 13. Идеальный цикл паросиловой установки

Схема паросиловой установки. Паросиловая установка состоит из котла *1* (рис. 100) с пароперегревателем *2*, паровой турбины *3*, конденсатора *4* и вспомогательных устройств: циркуляционного насоса *5*, питательных насосов *6*, *7* и питательного бака *8*.

В паровом котле вода превращается в сухой насыщенный пар, а в пароперегревателе этот пар перегревается до высокой темпе-

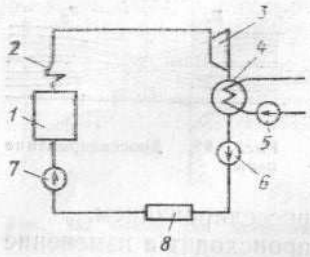


Рис. 100. Схема паросиловой установки:
1 — паровой котел; *2* — пароперегреватель; *3* — паровая турбина; *4* — конденсатор; *5* — циркуляционный насос; *6* и *7* — питательные насосы; *8* — питательный бак

ратуры. В паровой турбине пар используется в качестве рабочего тела, воздействующего на рабочее колесо, приводя его во вращение. В конденсаторе отработавший в турбине пар конденсируется и обращается в воду. Для этого циркуляционные насосы прокачивают через конденсатор охлаждающую воду из реки или градирни. Питательные устройства предназначаются для подачи образовавшегося конденсата в паровой котел. Такая паросиловая установка называется конденсационной.

Состояние воды в конденсаторе определяется температурой T_2 и давлением p_2. С помощью питательных насосов вода подается в котел. Для этого необходимо, чтобы насосы подняли давление воды по крайней мере до давления в котле p_1. В котле вода подогревается до кипения и превращается в перегретый пар с температурой T_1 при давлении p_1. Расширяясь, перегретый пар совершает работу в турбине, при этом его параметры изменятся от p_1, T_1 до p_2, T_2, т. е. до значений, соответствующих параметрам в конденсаторе.

Для оценки эффективности работы паросиловых установок с термодинамической точки зрения ограничимся рассмотрением идеальных термодинамических циклов. Идеальным циклом паросиловой установки является цикл Ренкина, в котором предполагается, что все элементы установки работают идеально, т. е. без потерь теплоты.

Цикл Ренкина. На рис. 101 в координатах p, v и T, s показан идеальный цикл паросиловой установки, получивший название цикла Ренкина. Точка *5* соответствует состоянию конденсата при выходе из конденсатора. Так как конденсат имеет температуру

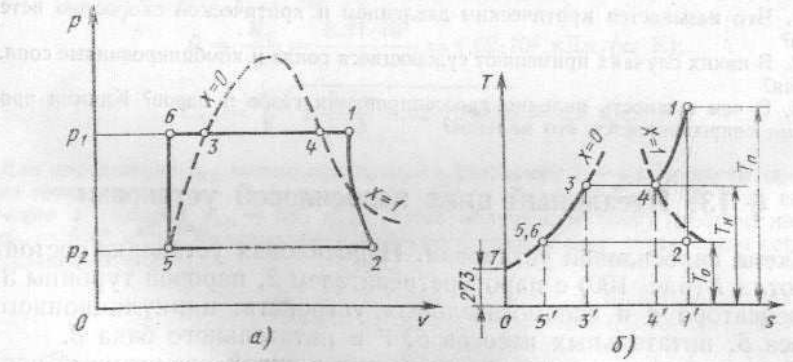


Рис. 101. Цикл Ренкина в координатах:
а — p, v; *б* — T, s

насыщения $T_н$, соответствующую давлению пара в конденсаторе, то точка *5* лежит на нижней пограничной кривой. Процесс сжатия воды в насосе из-за несжимаемости жидкости и неизменяемости температуры этого процесса можно считать изохорным и изотермическим. Конечное состояние воды в результате этого процесса определяется давлением p_1 в котле, удельным объемом v_1 и температурой насыщения $T_н$ и изображается в координатах p, v точкой *6*. В координатах T, s точки *6* и *5* совпадают, ибо температура и энтропия воды в результате сжатия в насосе остаются неизменными. Изобарный подогрев воды до кипения (линия *6—3*), процесс парообразования (линия *3—4*) и перегрев полученного пара до температуры $T_п$ осуществляются в котле. Перегретый пар, состояние которого характеризуется точкой *1*, поступает в турбину, где адиабатно расширяется до давления p_2 в конденсаторе (адиабата *1—2*). Так как пар в результате расширения становится влажным, то точка *2* лежит левее верхней пограничной кривой. Конденсация пара, происходящая при неизменном давлении в конденсаторе, изобразится линией *2—5*. Так как объем конденсата, образовавшегося из пара, значительно меньше объема последнего, то часто объемом воды пренебрегают.

Полезная работа цикла изобразится площадью $S_{1256341}$.

Из диаграммы T—s видно, что количество теплоты, необходимое для получения 1 кг пара с температурой перегрева $T_п$, определяется суммой площадей (рис. 101, *б*): $q_1 = S_{533'5'5} + S_{344'3'3} + S_{411'4'4}$.

Количество теплоты q_2, отведенное от 1 кг рабочего тела в конденсаторе, изображается площадью $S_{21'5'5}$. Полезно используемая теплота $q_1—q_2$ определяется площадью, ограниченной контурами диаграммы. Эта площадь может быть выражена как разность площадей $S_{753411'07}$ и $S_{7521'07}$. Площадь $S_{753411'07}$ можно представить разностью $i_1 — i_7$, а площадь $S_{7521'07}$ — разностью $i_2 — i_7$. Таким образом, разность этих площадей может быть представлена как $i_1 — i_7 — i_2 + i_7 = i_1 — i_2$, где i_1 — энтальпия перегретого пара перед турбиной; i_2 — энтальпия рабочего тела в конце адиабатного расширения, т. е. перед входом в конденсатор. С другой стороны, q_1 можно выразить как разность площадей: $q_1 = S_{753411'07} — S_{55'075}$ или $i_1 — i_7 — i_5 + i_7 = i_1 — i_5$, где i_5 — энтальпия конденсата при выходе из конденсатора.

Термический КПД цикла в данном случае

$$\eta_т = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_5}. \qquad (206)$$

Все величины, входящие в это выражение, легко определяются по таблицам и диаграммам водяного пара.

В формуле (206) i_5 принято обозначать i_2':

$$\eta_т = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_2'}. \qquad (207)$$

Об экономичности цикла паросиловой установки позволяет судить удельный расход пара — расход пара в килограммах, приходящийся на выработку 1 кВт·ч энергии. Так как каждый килограмм пара совершает в идеальном двигателе $(i_1 - i_2)$ кДж/кг работы, то удельный расход пара, кг/(кВт·ч),

$$d = \frac{3600}{i_1 - i_2}. \qquad (208)$$

Пример 32. Определить термический КПД и удельный расход пара паросиловой установки, работающий по циклу Ренкина, если начальное состояние пара характеризуется давлением $p_1 = 2{,}47$ МПа и температурой $T_1 = 623$ К. Давление в конденсаторе $p_2 = 9{,}8$ кПа.

Находим на диаграмме $i - s$ точку пересечения изобары p_1 и изотермы T_1. Этой точке соответствует значение энтальпии $i_1 = 3140$ кДж/кг. Из начальной точки проводим адиабату до пересечения с изобарой $p_2 = 9800$ Па. Полученной точке, характеризующей состояние пара в конце адиабатного расширения, соответствует энтальпия $i_2 = 2244$ кДж/кг. По таблицам для насыщенного пара при $p_2 = 9{,}80$ кПа находим $i_2' = 189{,}8$ кДж/кг. По формуле (207) определим термический КПД $\eta_т = \dfrac{3140 - 2244}{3140 - 189{,}9} = 0{,}304$, по формуле (208) — удельный расход пара $d = \dfrac{3600}{3140 - 2244} = 4$ кг/(кВт·ч).

Пути повышения КПД паросиловых установок. КПД паросиловой установки, как и любой тепловой машины, зависит от начальных и конечных параметров рабочего тела.

Повышение начальных параметров. Расчеты показывают, что если, например, при неизменном начальном давлении пара $p_1 = 9{,}8$ МПа и конечном давлении $p_2 = 390$ кПа увеличить начальную температуру пара с 600 до 900 К, то КПД установки увеличится с 40,2 до 44,8%. Так же изменится КПД установки, если повысить начальное давление пара. Так, если начальная температура пара $T_1 = 673$ К, а конечное давление его $p_2 = 3{,}9$ Па, то при повышении начального давления пара от 1,96 МПа до 9,8 МПа КПД увеличится с 35 до 41%.

Таким образом, увеличение начальных параметров пара приводит к повышению КПД паросиловой установки. Этим объясняются тенденции современной теплотехники к использованию пара высоких и сверхвысоких параметров. Однако при этом резко уменьшается прочность металла, из которого изготовлены паросиловые установки.

Понижение конечного давления расширения приводит к увеличению работы цикла, поскольку разность $i_1 - i_2$ при этих условиях намного превышает незначительное увеличение количества теплоты, потребного для нагрева рабочего тела до параметров в точке *1* (рис. 102). Расчеты показывают, что если снизить конечное давление отработавшего пара при неизменных начальных параметрах, равных, например, $p_1 = 2{,}94$ МПа и $T_1 = 673$ К, КПД цикла Ренкина увеличится с 35,5% при конечном давлении $p_2 = 9{,}8$ кПа до 36,7% при $p_2 = 3{,}9$ кПа. Однако очень сильно

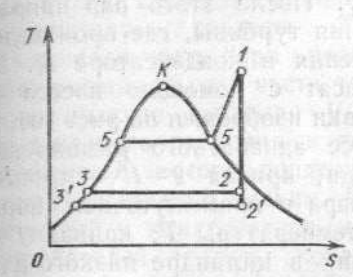


Рис. 102. Изменение $\eta_т$ цикла Ренкина в зависимости от конечного давления пара

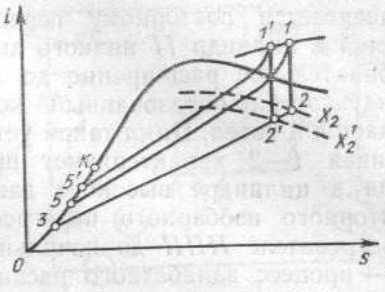
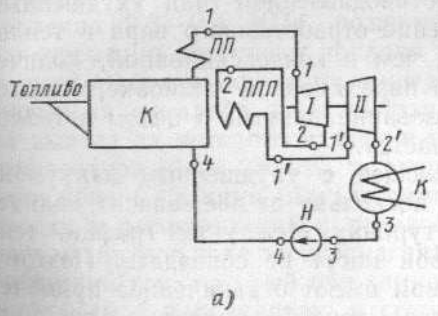


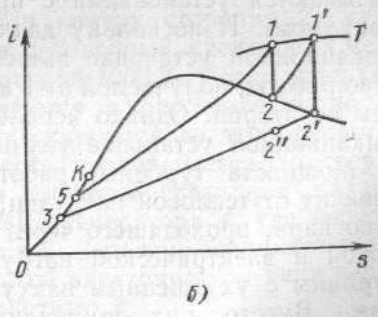
Рис. 103. Зависимость влажности отработавшего пара от его начального давления

уменьшать конечное давление p_2 нельзя, так как отработавший в установке пар — насыщенный, и температура, до которой он может охлаждаться, не может быть ниже температуры охлаждающей воды в конденсаторе. Поэтому температура отработавшего пара достигает 300 ... 301 К, что соответствует давлению насыщения $p_2 = 3{,}9$ кПа. Кроме того, при очень малых давлениях резко увеличивается удельный объем пара, и для его пропуска приходится значительно увеличивать размеры установки (частей турбины, конденсатора и т. д.).

Применение промежуточного перегрева пара. С увеличением начального давления и при неизменном конечном давлении увеличивается влажность отработавшего пара, выходящего из турбины (рис. 103). Повышенная влажность пара вызывает интенсивный износ турбины и потерю энергии на трение пара. Поэтому при использовании пара высоких давлений применяют установки с промежуточным повторным перегревом пара (рис. 104, *а*), пар из котла *К* направляется в пароперегреватель *ПП*, откуда поступает сначала в цилиндр *I* высокого давления турбины, расширяется в нем до некоторого промежуточного состояния, близкого к состоянию насыщения, и отработавший в нем пар отводится в специальный промежуточный пароперегреватель *ППП*, где



а)



б)

Рис. 104. Паросиловая установка с повторным промежуточным перегревом пара: *а* — схема; *б* — цикл

подвергается повторному перегреву. После этого пар направляется в цилиндр *II* низкого давления турбины, где происходит окончательное расширение до давления в конденсаторе *К*. Из конденсатора образованный конденсат с помощью насоса *Н* подается в котел. Цикл такой установки изображен на рис. 104, *б*. Кривая *1—2* характеризует процесс адиабатного расширения пара в цилиндре высокого давления, кривая *2—1'* — процесс повторного изобарного перегрева пара в промежуточном пароперегревателе *ППП* до начальной температуры *Т*, кривая *1'—2'* — процесс адиабатного расширения в цилиндре низкого давления, кривая *2'—3* — процесс конденсации пара, кривая *3—5—1* — процесс изобарного парообразования в котле и перегрева пара в пароперегревателе *ПП*. Благодаря такой схеме установки удается использовать пар с высокими начальными параметрами, получать высокий КПД и поддерживать сравнительно высокую степень сухости отработавшего пара.

Теплофикационный цикл. В конденсационных установках значительное количество теплоты уносится охлаждающей водой, которая не может использоваться для теплоснабжения потребителей, так как температура теплоносителя невысока (около 300 К при давлении в конденсаторе около 4 кПа). Обычно для теплоснабжения необходима более высокая температура, что достигается увеличением давления в конденсаторе. При этом повышается температура отработавшего пара и охлаждающей конденсатор воды. Такая установка, вырабатывая электроэнергию, может обеспечить потребителей и теплотой. Цикл, по которому она работает, получил название теплофикационного, а электростанция, работающая по такой схеме, называется ТЭЦ (теплоэлектроцентраль).

Если использовать охлаждающую конденсатор воду для отопления, то необходимо, чтобы ее температура была около 373 К. Температура охлаждаемого пара должна быть выше на 20—30 К, что соответствует давлению насыщения в конденсаторе выше атмосферного. Поэтому установки, работающие по такой схеме, называются установками с противодавлением (или ухудшенным вакуумом). И поскольку давление отработавшего пара в теплофикационной установке выше, чем в конденсационной, количество работы, получаемой от 1 кг пара в первой установке, меньше, чем во второй. Однако использование теплоты в целом в теплофикационной установке улучшается.

Мощность турбины, работающей с ухудшенным вакуумом, зависит от тепловой нагрузки, поскольку от нее зависит количество пара, проходящего через турбину. Между тем графики тепловой и электрической нагрузок могут не совпадать. Поэтому турбины с ухудшенным вакуумом имеют ограниченное применение. Вместо них применяются теплофикационные турбины (рис. 105) с отбором из промежуточных ступеней определенного количества частично отработавшего в цилиндре высокого давления *ЧВД* пара для его подачи потребителям теплоты *ТП*. Оставшаяся часть пара продолжает расширяться в части турбины низкого давления *ЧНД* до конечного давления в конденсаторе *К*, которое поддерживается достаточно низким. Образуемый в конденсаторе и у потребителей теплоты конденсат возвращается в паровой котел для парообразования и в пароперегреватель *ПП*, откуда пар поступает в турбину. Такая схема позволяет более свободно регулировать распределение пара, взятого из котла *ПК* для нужд электро- и теплоснабжения.

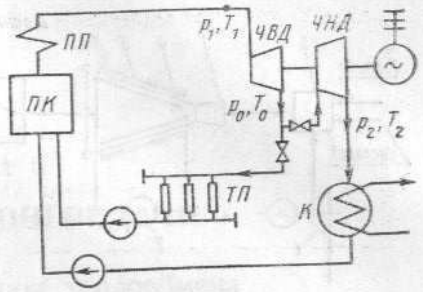


Рис. 105. Схема теплофикационной установки с регулируемым промежуточным отбором пара из турбины

Циклы установок с магнитогидродинамическим генератором. Установки с магнитогидродинамическим генератором (МГД-генератором) осуществляют прямое преобразование теплоты в электрическую энергию без промежуточных звеньев, какими являются паровой котел, паровая турбина и электрогенератор. Работа МГД-генератора основана на явлении возникновения ЭДС в потоке ионизированного газа при пересечении им магнитного поля, создаваемого электромагнитами, питаемыми постоянным током. Значение ЭДС тем больше, чем больше скорость газового потока, степень ионизации газа и напряженность магнитного поля. Ионизация газа состоит в расщеплении его молекул на ионы. Необходимая степень ионизации, обеспечивающая высокую электропроводность газа, зависит от его физических свойств и достигается при температуре 4000 К. Добавлением к газу щелочных металлов (калия, цезия и др.) снижают температуру ионизации до 2300—2900 К. Такой газ называют низкотемпературной плазмой.

Простейшая схема установки с МГД-генератором приведена на рис. 106. Атмосферный воздух, сжатый в компрессоре *1* до давления 0,3—0,4 МПа, подается в камеру сгорания *2*, куда одновременно поступают топливо и добавочный кислород. Смесь сгорает и образуются газы с температурой 4000 К. После присадки щелочных металлов газы направляются в разгонное сопло *3*, на выходе из которого давление их снижается до атмосферного, температура — до 2300 К, а скорость увеличивается до сверхзвуковой. С такими параметрами низкотемпературная плазма входит в расширяющийся канал МГД-генератора *4*, где пересекает магнитное поле электромагнитов *5*. В плазме возникает электрический ток, который при замкнутой электрической цепи через электроды *6* направляется к потребителю *7*.

Выходящие из МГД-генератора газы, имеющие еще довольно высокую температуру (≈1500 К), поступают в парогенератор *8*,

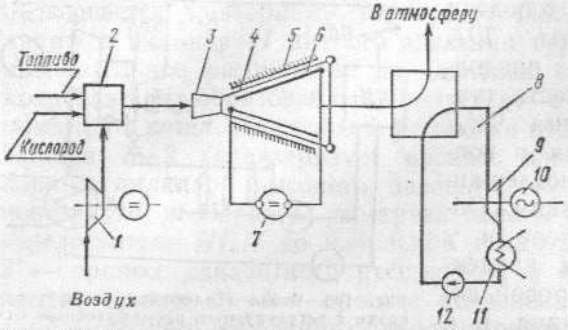


Рис. 106. Схема парогазовой установки с МГД-генератором:

1 — компрессор; *2* — камера сгорания; *3* — разгонное сопло; *4* — канал МГД-генератора; *5* — электромагнит; *6* — электрод; *7* — потребитель электроэнергии; *8* — парогенератор; *9* — паровая турбина; *10* — электрогенератор; *11* — конденсатор; *12* — насос

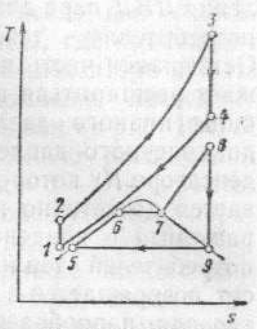


Рис. 107. Цикл парогазовой установки с МГД-генератором

где образуется перегретый пар. При температуре 390—400 К газы выбрасываются в атмосферу. Перегретый пар поступает в паровую турбину *9*, приводящую во вращение электрогенератор *10* и компрессор *1*, а затем в конденсатор *11*, из которого конденсат насосом *12* подается обратно в парогенератор

Идеальный цикл установки с МГД-генератором в координатах T, s приведен на рис. 107. Верхняя ступень цикла *1—2—3—4* представляет собой идеальный цикл газовой установки, где *1—2* — адиабатный процесс сжатия воздуха в компрессоре; *2—3* — изобарное нагревание газов в камере сгорания от сжигания топлива; *3—4* — адиабатное расширение газов в разгонном сопле; *4—1* — изобарное охлаждение газов, покидающих МГД-генератор. Нижняя ступень представляет цикл Ренкина, площадь которого S_{56789} соответствует полезной работе, совершаемой в результате утилизации теплоты газов, покидающих МГД-генератор.

КПД установки с МГД-генератором достигает 55—60%.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Изобразите цикл Ренкина в координатах p, v и T, s.
2. Как выражается термический КПД паросиловой установки?
3. Какие вам известны пути повышения КПД паросиловых установок?
4. Как осуществляется превращение теплоты в электрическую энергию в МГД-генераторе?

Глава 5

ОСНОВЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

§ 14. Основные виды теплообмена

Многие тепловые установки представляют собой теплообменные аппараты, т. е. устройства, в которых одно тело (жидкость или газ) отдает теплоту другому. Работа таких аппаратов (паровых котлов, конденсаторов, отопительных батарей и т. п.) во многом зависит от условий, в которых теплота от одного тела или его участка передается к другому.

На практике встречаются два случая: 1) необходимо передать от одного тела другому определенное количество теплоты со значительной скоростью, например теплоту, полученную при сжигании топлива, быстрее передать жидкости, находящейся в котле; 2) по возможности уменьшить интенсивность теплообмена между телами, например уменьшить непроизводительные потери теплоты в окружающую среду паропроводами. Чтобы иметь возможность регулировать эти явления, необходимо знать законы передачи и распространения теплоты и учитывать факторы, влияющие на интенсивность теплообмена.

Различают: теплопроводность, конвективный теплообмен и лучистый теплообмен.

Теплопроводность — процесс распространения теплоты внутри тела путем взаимного соприкосновения частиц. При этом кинетическая энергия хаотического движения молекул более нагретых участков частично передается молекулам менее нагретых участков.

В твердых телах распространение теплоты от более нагретых участков к менее нагретым возможно только теплопроводностью, так как в них при распространении теплоты отсутствует перемещение конечных масс. Рассмотрим распространение теплоты в однородном теле в виде стенки, ограниченной двумя параллельными плоскостями, площадь каждой из которых S (рис. 108). Считаем, что весь поток теплоты Q, подводимой к одной поверхности стенки, имеющей температуру T_1, проходит через тело и уходит наружу через противоположную поверхность, имеющую температуру T_2. Если этот поток теплоты со временем не вызывает изменения температуры внутри стенки, то он называется стационарным потоком теплоты. Нестационарный поток теплоты неизбежно приведет либо к нагреванию, либо к охлаждению стенки.

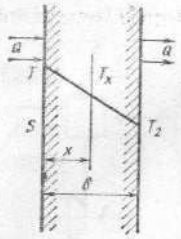


Рис. 108. Передача теплоты теплопроводностью через плоскую стенку

В этом случае температура в каждой точке стенки меняется со временем. Ограничимся рассмотрением стационарных потоков теплоты.

Теплопроводность через плоскую и цилиндрическую стенки. Опыт показывает, что при стационарном потоке количество теплоты Q, проходящее через плоскую стенку в единицу времени, прямо пропорционально площади поверхности стенки S, разности температур поверхностей $T_1 - T_2$ и обратно пропорционально толщине стенки δ:

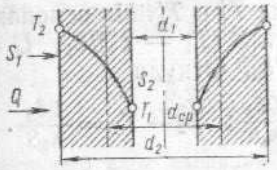
$$Q = \lambda S \frac{T_1 - T_2}{\delta}. \qquad (209)$$

Это формула Фурье. Здесь λ — коэффициент теплопроводности, физический смысл которого легко выяснить, если принять $\delta = 1$ м, $S = 1$ м², $T_1 - T_2 = 1$ К. Коэффициент теплопроводности показывает, какое количество теплоты проходит за 1 с через однородную плоскую стенку толщиной 1 м, если ее площадь равна 1 м² и разность температур между поверхностями составляет 1 К. В СИ единицей коэффициента теплопроводности λ является Вт/(м·К). Коэффициент теплопроводности λ зависит от материала стенки (табл. 3) и ее температуры.

Если пренебречь зависимостью коэффициентов теплопроводности от температуры, то последняя внутри плоской однородной

Таблица 3

Материал	λ, Вт/(м·К)	Материал	λ, Вт/(м·К)
Металлы:		дерево (вдоль волокна)	0,35—0,7
серебро	410	песок речной сухой	0,3—0,4
медь	380	Изолирующие материалы:	
сталь легированная	17—45	асбест	0,10—0,2
сталь углеродистая и чугун	45—60	кизельгуровая масса	0,006—0,02
алюминий	200—230	плита из пробки, войлока, торфа	0,04—0,12
латунь	100	опилки	0,07
Строительные материалы:		Различные твердые материалы:	
бетон	1,3	котельная накипь	0,7—2,3
кирпичная кладка	0,25	уголь	0,12—0,2
кладка бутовая	1,3	шлак котельный	0,3
шамотный кирпич	0,14—0,18	Снег:	
карборундовый кирпич	11,0	свежевыпавший	0,1
стекло обыкновенное	0,75	уплотненный	0,5
штукатурка	0,7—0,9		



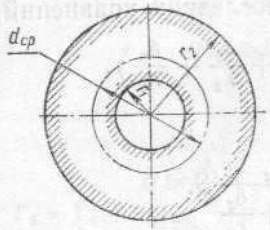


Рис. 109. Передача теплоты через цилиндрическую стенку

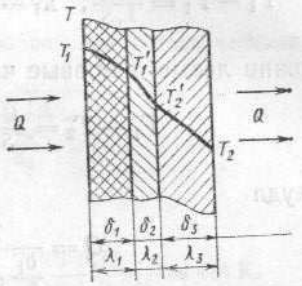


Рис. 110. Передача теплоты через многослойную стенку

стенки при перемещении от одной поверхности к другой изменяется по линейному закону.

Количество теплоты, переданной в единицу времени через однородную цилиндрическую стенку, например через стенку трубопровода длиной l, определяют по формуле

$$Q = 2\pi l\lambda \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{d_2}{d_1}} = 0{,}87\pi l\lambda \frac{T_2 - T_1}{\lg \frac{d_2}{d_1}}, \qquad (210)$$

где d_2, d_1 — внешний и внутренний диаметры; T_2 и T_1 — температура внешней и внутренней поверхностей трубы.

Передача теплоты через цилиндрическую стенку имеет большое практическое значение, так как многие теплотехнические агрегаты имеют элементы в виде цилиндрических труб. Графическая зависимость температуры концентрических поверхностей, расположенных внутри цилиндрической стенки, представляет собой логарифмическую кривую (рис. 109).

Теплопроводность через многослойную стенку. На практике часто используют многослойные стенки. Например, обмуровка котла состоит из слоя огнеупорного кирпича, соприкасающегося с наиболее раскаленными частями топки, и наружного слоя красного кирпича. Металлические трубы с различными теплоносителями имеют с внешней стороны слой теплоизоляции, уменьшающий непроизводительное рассеяние теплоты в окружающую среду. При длительном использовании труб на их внутренних стенках образуется слой накипи, существенно влияющий на теплообмен трубы и жидкости, текущей по ней. В связи с этим рассмотрим теплопроводность многослойной стенки.

Пусть через стенку, состоящую из трех слоев толщиной соответственно δ_1, δ_2, δ_3 с коэффициентами теплопроводности λ_1, λ_2, λ_3, протекает в единицу времени стационарный поток теплоты Q (рис. 110). Наружные поверхности имеют температуру соответ-

ственно T_1 и T_2, а на границе раздела T_1' и T_2'. На основании (209) запишем для каждой стенки $Q = \lambda_1 S (T_1 - T_1')/\delta_1$; $Q = \lambda_2 S \times (T_1' - T_2')/\delta_2$; $Q = \lambda_3 S (T_2' - T_2)/\delta_3$. Откуда

$$T_1 - T_1' = \frac{Q\delta_1}{\lambda_1 S}; \quad T_1' - T_2' = \frac{Q\delta_2}{\lambda_2 S}; \quad T_2' - T_2 = \frac{Q\delta_3}{\lambda_3 S}.$$

Сложив левые и правые части последних уравнений, получим

$$T_1 - T_2 = \frac{Q}{S}\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}\right).$$

Откуда

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} S. \qquad (211)$$

Для многослойной цилиндрической стенки, имеющей n слоев,

$$Q = \frac{2\pi l (T_1 - T_2)}{\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2} + \cdots + \frac{1}{\lambda_n}\ln\frac{d_{n+1}}{d_n}} =$$

$$= \frac{0{,}87\pi l (T_1 - T_2)}{\frac{1}{\lambda_1}\lg\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2}\lg\frac{d_3}{d_2} + \cdots + \frac{1}{\lambda_n}\lg\frac{d_{n+1}}{d_n}}. \qquad (212)$$

Пример 33. Определить, какое количество теплоты непроизводительно теряется в окружающую среду через 1 м² обмуровки котлоагрегата, состоящей из слоя шамотного кирпича толщиной $\delta_1 = 400$ мм и слоя красного кирпича толщиной $\delta_2 = 250$ мм, если температура внутренней обмуровки 1173 К, а наружной 335 К.

Пользуясь табл. 3, найдем коэффициенты теплопроводности шамотного кирпича $\lambda_1 = 0{,}16$ Вт/(м·К) и красного кирпича $\lambda_2 = 0{,}25$ Вт/(м·К). По формуле (211) найдем

$$Q = 1\,\frac{1173 - 335}{\frac{0{,}4}{0{,}16} + \frac{0{,}25}{0{,}25}} = 239 \text{ Вт}.$$

Пример 34. Стальной паропровод, наружный диаметр которого $d_2 = 160$ мм, а внутренний $d_1 = 120$ мм, покрыт двухслойной изоляцией, состоящей из асбеста толщиной 60 мм и войлока толщиной 20 мм. Коэффициент теплопроводности трубы $\lambda_1 = 58$ Вт/(м·К). Температура внутренней поверхности паропровода $T_1 = 673$ К, а внешней поверхности изоляции $T_4 = 323$ К. Определить тепловые потери 1 м паропровода и максимальную температуру внешнего слоя изоляции.

По условию задачи $d_2 = 0{,}16$ м; $d_1 = 0{,}12$ м; $d_3 = 0{,}16 + 0{,}12 = 0{,}28$ м; $d_4 = 0{,}28 + 0{,}04 = 0{,}32$ м. В соответствии с формулой (212) количество теплоты, передающейся через многослойную стенку от внутренней поверхности паропровода в окружающую среду:

$$Q = 2\pi l\,\frac{T_1 - T_2}{\frac{1}{\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2}\ln\frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3}\ln\frac{d_4}{d_3}};$$

$$\ln\frac{d_2}{d_1} = \ln\frac{0{,}16}{0{,}12} \approx 0{,}29; \quad \ln\frac{d_3}{d_2} = \ln\frac{0{,}28}{0{,}16} \approx 0{,}56; \quad \ln\frac{d_4}{d_3} = \ln\frac{0{,}32}{0{,}28} \approx 0{,}13.$$

По табл. 3 находим значения коэффициентов теплопроводности: $\lambda_1 = 58$ Вт/(м·К); $\lambda_2 = 0{,}105$ Вт/(м·К); $\lambda_3 = 0{,}046$ Вт/(м·К).

Тогда $Q = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 1\,\frac{673 - 323}{\frac{0{,}29}{58} + \frac{0{,}56}{0{,}105} + \frac{0{,}13}{0{,}046}} \approx 269$ Вт.

Для внешнего слоя изоляции при стационарном потоке теплоты можно записать

$$Q = 2\pi l \lambda_3 \frac{T_3 - T_4}{\ln\frac{d_4}{d_3}}.$$

Отсюда

$$T_3 = T_4 + \frac{Q\ln\frac{d_4}{d_3}}{2\pi l\lambda_3} = 323 + \frac{269 \cdot 0{,}13}{2 \cdot 3{,}14 \cdot 1 \cdot 0{,}046} \approx 444 \text{ К}.$$

Конвективный теплообмен. Конвективный теплообмен представляет собой теплообмен между твердым телом и жидкостью (или газом), сопровождающийся одновременно теплопроводностью и конвекцией.

Явление теплопроводности в жидкости, как и в твердом теле, полностью определяется свойствами самой жидкости, в частности коэффициентом теплопроводности и градиентом температуры.

При конвекции перенос теплоты неразрывно связан с переносом жидкости. Это усложняет процесс, так как перенос жидкости зависит от характера и природы возникновения ее движения, физических свойств жидкости, формы и размеров поверхностей твердого тела и т. д.

Рассмотрим случай протекания около твердой стенки жидкости, температура которой ниже (или выше) температуры стенки. Между жидкостью и стенкой происходит теплообмен. Переход теплоты от стенки к жидкости (или обратно) назовем теплоотдачей. Ньютон показал, что количество теплоты Q, которым обмениваются между собой в единицу времени стенка, имеющая температуру $T_{ст}$, и жидкость, имеющая температуру $T_ж$, прямо пропорционально разности температур $T_{ст} - T_ж$ и площади поверхности соприкосновения S:

$$Q = \alpha S (T_{ст} - T_ж),$$

где α — коэффициент теплоотдачи, который показывает, каким количеством теплоты в течение одной секунды обмениваются жидкость и стенка, если разность температур между ними 1 К, а площадь поверхности, омываемой жидкостью, равна 1 м². В СИ единицей коэффициента теплоотдачи является Вт/(м²·К). Коэффициент теплоотдачи α зависит от многих факторов, и в первую очередь от характера движения жидкости.

Турбулентному и ламинарному движению жидкости соответствует различный характер передачи теплоты. При ламинарном

движении теплота распространяется в направлении, перпендикулярном перемещению частиц жидкости, так же как и в твердом теле, т. е. теплопроводностью. Так как коэффициент теплопроводности жидкости невелик, то распространяется теплота при ламинарном течении в направлении, перпендикулярном потоку, очень слабо. При турбулентном движении слои жидкости (более и менее нагретые) перемешиваются, и теплообмен между жидкостью и стенкой в данных условиях идет более интенсивно, чем при ламинарном течении. В пограничном слое жидкости (у стенок трубы) теплота передается только теплопроводностью. Поэтому пограничный слой представляет собой большое сопротивление потоку теплоты, и в нем происходит наибольшая потеря температурного напора.

Помимо характера движения, коэффициент теплоотдачи зависит от свойств жидкости и твердого тела, температуры жидкости и т. д. Таким образом, теоретически определить коэффициент теплоотдачи довольно сложно. На основании большого экспериментального материала найдены следующие значения коэффициентов теплоотдачи [в Вт/(м²·К)], для различных случаев конвективного теплообмена:

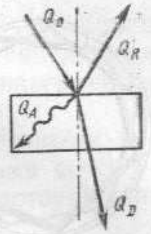
Естественная конвекция газов	5,8—34,7
Движение газов в трубах или между ними	11,6—116
Движение водяного пара в трубах	116—2 320
Естественная конвекция воды	116—1 160
Движение воды по трубам	575—11 600
Кипение воды	2320—11 600
Конденсация пара	4650—17 500

В основном конвективный теплообмен происходит при продольном вынужденном течении жидкости, например теплообмен между стенками трубы и жидкостью, текущей по ней; поперечном вынужденном обтекании, например теплообмен при омывании жидкостью поперечного пучка труб; свободном движении, например теплообмен между жидкостью и вертикальной поверхностью, которую она омывает; изменении агрегатного состояния, например теплообмен между поверхностью и жидкостью, в результате которого жидкость закипает или происходит конденсация ее паров.

Лучистый теплообмен. Лучистым теплообменом называют процесс передачи теплоты от одного тела к другому в форме лучистой энергии. В теплотехнике в условиях высоких температур теплообмен излучением имеет первостепенное значение. Поэтому современные теплотехнические агрегаты, рассчитанные на высокие температуры, максимально используют этот вид теплообмена.

Любое тело, температура которого отлична от абсолютного нуля, излучает электромагнитные волны. Их энергию способно поглотить, отразить, а также пропустить через себя какое-либо другое тело. В свою очередь, это тело также излучает энергию, которая вместе с отраженной и пропущенной энергией попадает на окружающие тела (в том числе и на первое тело) и вновь погло-

Рис. 111. Распределение лучистой энергии, падающей на плоское тело



щается, отражается ими и т. д. Из всех электромагнитных лучей наибольшим тепловым действием обладают инфракрасные и видимые лучи с длиной волны 0,4—40 мкм. Эти лучи называют тепловыми.

В результате поглощения и излучения телами лучистой энергии происходит теплообмен между ними.

Количество теплоты, поглощаемое телом в результате лучистого теплообмена, равно разности между энергией, падающей на него, и излучаемой им. Такая разность отлична от нуля, если температура тел, участвующих во взаимном обмене лучистой энергией, различна. Если температура тел одинакова, то вся система находится в подвижном тепловом равновесии. Но и в этом случае тела по-прежнему излучают и поглощают лучистую энергию.

Энергию, излучаемую единицей поверхности тела в единицу времени, называют его излучательной способностью. Единица излучательной способности Вт/м².

Если на тело в единицу времени падает Q_0 энергии (рис. 111), Q_R отражается, Q_D проходит через него, Q_A поглощается им, то

$$Q_A + Q_D + Q_R = Q_0;\ \frac{Q_A}{Q_0} + \frac{Q_D}{Q_0} + \frac{Q_R}{Q_0} = 1,$$

где $Q_A/Q_0 = A$ — поглощательная способность тела; $Q_R/Q_0 = R$ — отражательная способность тела; $Q_D/Q_0 = D$ — пропускающая способность тела.

Если $A = 1$, то $R = D = 0$, т. е. вся падающая энергия полностью поглощается. В этом случае говорят, что тело является абсолютно черным. Если $R = 1$, то $A = D = 0$ и угол падения лучей равен углу отражения. В этом случае тело абсолютно зеркально, а если отражение рассеянное (равномерное по всем направлениям) — абсолютно белое. Если $D = 1$, то $A = R = 0$ и тело абсолютно прозрачное. В природе нет ни абсолютно черных, ни абсолютно белых, ни абсолютно прозрачных тел. Реальные тела могут лишь в какой-то мере приблизиться к одному из таких видов тел.

Поглощательная способность различных тел различна; более того, одно и то же тело по-разному поглощает энергию различных длин волн. Однако есть тела, для которых в определенном интервале длин волн поглощательная способность мало зависит от длины волны. Такие тела принято называть серыми для данного интервала длин волн. Практика показывает, что применительно к интервалу длин волн, используемых в теплотехнике, очень многие тела можно считать серыми.

Энергия, излучаемая единицей поверхности абсолютно черного тела в единицу времени, пропорциональна четвертой степени абсолютной температуры (закон Стефана—Больцмана):

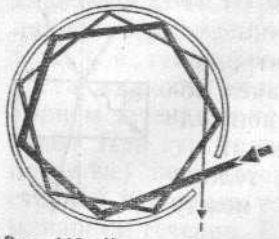


Рис. 112. Модель абсолютно черного тела

$E_0 = \sigma_0' T^4$, где σ_0' — константа излучения абсолютно черного тела: $\sigma_0' = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴).

Часто этот закон записывают в виде

$$E_0 = \sigma_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4, \qquad (213)$$

где σ_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела; $\sigma_0 = 5{,}67$ Вт/(м²·К⁴).

Многие законы излучения, установленные для абсолютно черного тела, имеют огромное значение для теплотехники. Так, полость топки котельной установки можно рассматривать как модель абсолютно черного тела (рис. 112). Применительно к такой модели законы излучения абсолютно черного тела выполняются с большой точностью. Однако пользоваться этими законами применительно к тепловым установкам следует осторожно. Например, для серого тела закон Стефана—Больцмана имеет вид, аналогичный формуле (213):

$$E = \sigma \left(\frac{T}{100}\right)^4, \qquad (213а)$$

где $\sigma \neq \sigma_0$. Отношение σ/σ_0 называют степенью черноты ε (ε тем больше, чем больше рассматриваемое тело отличается от абсолютного черного, табл. 4).

Формулу (213а) используют для определения излучательной способности топок, поверхности слоя горящего топлива и т. п. Эту же формулу применяют при учете теплоты, переданной излучением в топочной камере, а также элементами котлоагрегата.

Тела, заполняющие внутреннее пространство топки, непрерывно излучают и поглощают энергию. Однако система этих тел не находится в состоянии теплового равновесия, так как их температура различна: в современных котлах температура труб, по которым проходят вода и пар, значительно ниже температуры топочного пространства и внутренней поверхности топки. При этих условиях излучательная способность труб значительно меньше

Таблица 4

Материал	Температура, °С	ε	Материал	Температура, °С	ε
Алюминий шероховатый	20—50	0,06—0,07	Масляная краска	100	0,95
Вода	0—100	0,95—0,96	Сталь окисленная	200—600	0,74—0,80
Кирпич красный	20	0,88—0,98	Уголь	100—600	0,81—0,79
» шамотный	1200	0,59	Штукатурка	10—90	0,91

излучательной способности топки и ее стенок. Поэтому теплообмен излучением, проходящий между ними, осуществляется главным образом в направлении передачи энергии от топки к поверхности труб.

При лучистом теплообмене между двумя параллельными поверхностями со степенями черноты ε_1 и ε_2, имеющими соответственно температуру T_1 и T_2, количество энергии, которой они обмениваются, определяют по формуле

$$Q = S\sigma_{пр}\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right], \qquad (214)$$

где S — площадь поверхностей; $\sigma_{пр}$ — так называемый приведенный коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴), для рассматриваемого случая:

$$\sigma_{пр} = \frac{\sigma_0}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}. \qquad (215)$$

Если тела, между которыми происходит лучистый теплообмен, ограничены поверхностями S_1 и S_2, расположенными внутри друг друга, то приведенный коэффициент излучения определяют по формуле

$$\sigma_{пр} = \frac{\sigma_0}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{S_1}{S_2}\left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)}.$$

Пример 35. Определить количество теплоты, которым обмениваются в течение 1 ч каждый квадратный метр поверхности кирпичного свода топки, имеющего температуру 1273 К, с поверхностью стальных труб котла, температура которых 573 К.

Для решения этой задачи воспользуемся формулами (215) и (214). Из табл. 4 находим степень черноты огнеупорного кирпича $\varepsilon_1 = 0{,}6$ и окисленной стальной трубы $\varepsilon_2 = 0{,}8$. Тогда

$$\sigma_{пр} = \frac{5{,}67}{\frac{1}{0{,}6} + \frac{1}{0{,}8} - 1} \approx 3 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К}^4\text{)};$$

$$Q = 3600 \cdot 3\,(12{,}73^4 - 5{,}73^4) = 172 \text{ МДж/(м}^2\cdot\text{ч)}.$$

Понятие о сложном теплообмене. На практике отдельные виды теплообмена встречаются не изолированно, а в совокупности. Например, в котельной установке передача теплоты от раскаленных газов и поверхности топки к наружной поверхности котла происходит одновременно излучением и конвекцией, передача теплоты через стенку котла — теплопроводностью и, наконец, теплоотдача от внутренней стенки котла жидкости, находящейся в котле, происходит главным образом путем конвекции.

Рассмотрим процесс теплопередачи от одной жидкости к другой, отделенной от первой плоской перегородкой. Теплообмен в этом случае осуществляется: а) конвективно — на границе

греющая жидкость — поверхность перегородки; б) теплопроводностью при распространении потока теплоты через перегородку; в) конвективно — на границе поверхности перегородки и нагревающейся жидкости.

Для стационарного потока теплоты можно записать

$$Q = \alpha_1 S (T^{I}_{ж} - T^{I}_{ст}); \quad Q = \lambda S \frac{T^{I}_{ст} - T^{II}_{ст}}{\delta};$$

$$Q = \alpha_2 S (T^{II}_{ст} - T^{II}_{ж}), \qquad (216)$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи на границе греющая жидкость — твердое тело; S — поверхность разделительной перегородки; λ и δ — соответственно коэффициент теплопроводности материала перегородки и ее толщина; α_2 — коэффициент теплоотдачи на границе стенка—холодная жидкость; $T^{I}_{ж}$, $T^{I}_{ст}$, $T^{II}_{ст}$, $T^{II}_{ж}$ — соответственно температура горячей жидкости, поверхности стенки со стороны горячей и холодной жидкости и температура холодной жидкости.

Преобразуя предыдущие выражения, получим

$$T^{I}_{ж} - T^{I}_{ст} = Q \frac{1}{\alpha_1 S}; \quad T^{I}_{ст} - T^{II}_{ст} = Q \frac{\delta}{\lambda S}; \qquad (217)$$

$$T^{I}_{ст} - T^{II}_{ж} = Q \frac{1}{\alpha_2 S}.$$

Для многослойной перегородки второе уравнение (217) имеет вид

$$T^{I}_{ст} - T^{II}_{ст} = Q \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i S}. \qquad (218)$$

Просуммировав левые и правые части уравнений (217) и (218), получим

$$T^{I}_{ж} - T^{II}_{ж} = Q \left(\frac{1}{\alpha_1 S} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i S} + \frac{1}{\alpha_2 S} \right).$$

Отсюда

$$Q = kS (T^{I}_{ж} - T^{II}_{ж}), \qquad (219)$$

где k — коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_i \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \qquad (220)$$

Пример 36. Определить коэффициент теплопередачи через обмуровку парового котла, омываемую изнутри дымовыми газами: $\alpha_1 = 22{,}2$ Вт/(м²·К), а снаружи

воздухом: $\alpha_2 = 8{,}9$ Вт/(м²·К). Обмуровка состоит из двух слоев: шамотного кирпича $\delta_1 = 200$ мм и красного кирпича $\delta_2 = 250$ мм.

По табл. 3 находим $\lambda_1 = 0{,}16$ Вт/(м·К); $\lambda_2 = 0{,}25$ Вт/(м·К). Подставив числовые значения в формулу (220), получим

$$k = \frac{1}{\frac{1}{22{,}2} + \frac{0{,}2}{0{,}16} + \frac{0{,}25}{0{,}25} + \frac{1}{8{,}9}} \approx 0{,}41 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)}.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Перечислите основные виды теплообмена.
2. Напишите формулу Фурье для однослойной однородной плоской стенки.
3. Какой физический смысл имеет коэффициент теплопроводности и в каких единицах он измеряется?
4. Как подсчитать количество теплоты, передаваемое теплопроводностью через однородную цилиндрическую стенку?
5. Как подсчитать количество теплоты, передаваемое теплопроводностью через многослойную плоскую и цилиндрическую стенку?
6. Напишите формулу Ньютона для конвективного теплообмена между жидкостью и стенкой, омываемой этой жидкостью.
7. В чем сущность закона Стефана—Больцмана?

§ 15. Понятие о теплообменном аппарате

Виды теплообменных аппаратов. Теплообменные аппараты (теплообменники) подразделяют по назначению, конструкции и принципу действия. По принципу действия различают рекуперативные, регенеративные и смесительные теплообменники.

В рекуперативных теплообменниках передача теплоты осуществляется непрерывно от греющего рабочего тела нагреваемому телу, протекающему одновременно с греющим по аппарату, — это котлы, конденсаторы и др. Рабочие тела разделяет перегородка, называемая поверхностью нагрева. Площадь поверхности нагрева имеет большое значение в процессе теплообмена, так как от нее зависит эффективность использования теплоты в теплообменнике.

В регенеративных теплообменниках одна и та же поверхность нагрева омывается попеременно то нагреваемым, то охлаждаемым веществом (регенераторы мартеновских и стеклоплавильных печей и др.).

В смесительных теплообменниках теплота передается в процессе смешения охлаждаемого и нагреваемого веществ (градирни, деаэраторы и т. п.).

Рекуперативные теплообменные аппараты подразделяют по направлению потоков теплоносителей на теплообменники с прямым током (рис. 113, *а*), противотоком (рис. 113, *б*), перекрестным (рис. 113, *в*) и сложным (рис. 113, *г*, *д*, *е*, *ж*) токами.

Расчет поверхности нагрева. Рассмотрим метод определения площади необходимой поверхности нагрева простейшего теплообменника труба в трубе с прямым током (рис. 114) для передачи количества теплоты Q от греющей жидкости нагреваемой жидкости.

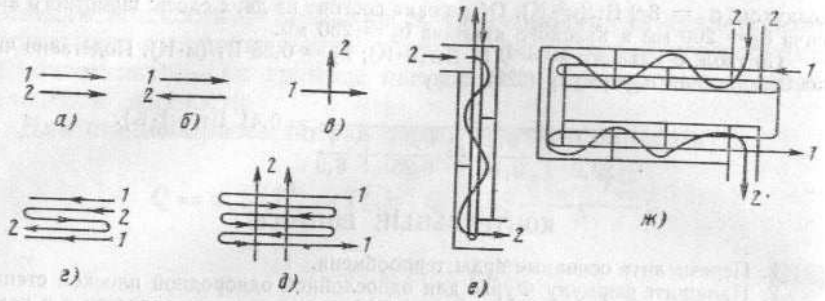


Рис. 113. Схемы движения теплоносителей в рекуперативных теплообменных аппаратах

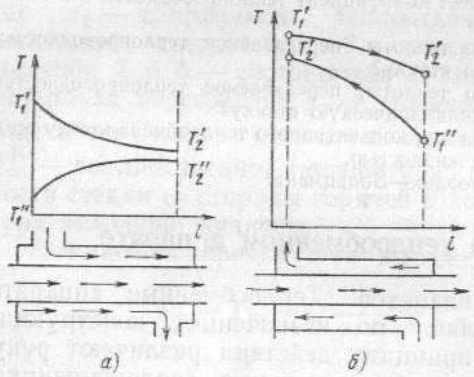


Рис. 114. Изменение температуры теплоносителей в теплообменных аппаратах:
а — при параллельном токе; *б* — при противотоке

Пусть в единицу времени через теплообменник протекает m' кг греющей жидкости с удельной теплоемкостью c' и температурой на входе в теплообменник T_1' и на выходе T_2'. Одновременно через теплообменник протекает m'' кг нагреваемой жидкости с удельной теплоемкостью c'' и температурой на входе в теплообменник T_1'' и на выходе из него T_2''. Между жидкостями происходит теплообмен. Если принять коэффициент теплопередачи k постоянным для данного аппарата с поверхностью нагрева S, то в единицу времени от греющей жидкости передается нагреваемой следующее количество теплоты:

$$Q = kS\Delta T_{ср}, \qquad (221)$$

где $\Delta T_{ср}$ — средняя разность температур рабочих тел.

Следовательно, для определения площади поверхности нагрева необходимо знать Q, k, $\Delta T_{ср}$. Для различных теплообменных аппаратов коэффициент теплопередачи k зависит от свойств жидкостей, характера и направления их движения через теплообменник, температуры жидкостей, свойств материала разделительной перегородки и качества ее обработки. Значение k выбирают для различных материалов и теплообменников по специальным таблицам. При определении средней разности температур следует исходить из того, что температура жидкости в теплообменнике меняется по сложному закону.

Если, например, произведение $c'm' = w'$, называемое водяным эквивалентом греющей жидкости, больше водяного эквивалента нагреваемой жидкости $c''m'' = w''$, то изменение температуры вдоль теплообменника соответствует показанному на рис. 114, *а*. Характер изменения температуры теплоносителей при противоточном движении их в теплообменнике показан на рис. 114, *б*. Таким образом, при противотоке получим нагреваемую жидкость с более высокой температурой, чем при параллельном токе (при одинаковых начальных значениях температуры и свойствах обеих жидкостей). Поэтому теплообменники с противотоком получили наибольшее применение.

Исследования показывают, что при указанном характере изменения температур теплоносителей среднюю разность температур можно определить по формуле

$$\Delta T_{ср} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{T_1' - T_1'' - (T_2' - T_2'')}{\ln \frac{T_1' - T_1''}{T_2' - T_2''}} = \frac{T_1' - T_1'' - (T_2' - T_2'')}{2{,}3 \lg \frac{T_1' - T_1''}{T_2' - T_2''}}. \qquad (222)$$

Пример 37. В теплообменном аппарате с параллельным током протекает каждый час 1200 дм³ горячей жидкости плотностью $\rho = 1100$ кг/м³ и теплоемкостью $c = 2{,}93$ кДж/(кг·К). Начальная ее температура $T_1' = 383$ К, конечная $T_2' = 353$ К. Определить площадь поверхности нагрева и конечную температуру T_2'' нагреваемой воды, протекающей через аппарат, если за каждый час протекает по нему 0,8 м³ воды с начальной температурой на входе $T_1'' = 293$ К. Коэффициент теплопередачи данного теплообменника принять $k = 1{,}04$ кВт/(м²·К).

Запишем уравнение теплового баланса для такого теплообменника:

$$V\rho c\left(T_1' - T_2'\right) = V_1\rho_1 c_1\left(T_2'' - T_2''\right).$$

Откуда

$$T_2'' = T_1'' + \frac{V\rho c\left(T_1' - T_2'\right)}{V\rho_1 c_1} = 293 + \frac{1{,}2 \cdot 1100 \cdot 2{,}93 \cdot 30}{0{,}8 \cdot 1000 \cdot 4{,}18} \approx 327 \text{ К}.$$

Количество теплоты, переданное греющей жидкостью воде:

$$Q = 1200 \cdot 1100 \cdot 30 \cdot 2{,}93 \approx 116\,028 \text{ кДж/ч} = 32{,}2 \text{ кДж/с}.$$

На основании формул (221) и (222) получим

$$S = \frac{Q}{k\Delta T_{ср}} = \frac{Q}{k\left[T_1' - T_1'' - \left(T_2' - T_2''\right)\right]} \ln \frac{T_1' - T_1''}{T_2' - T_2''} =$$

$$= \frac{32{,}2}{1{,}04\left[383 - 293 - (353 - 327)\right]} \ln \frac{383 - 293}{353 - 327} \approx 0{,}67 \text{ м}^2.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Перечислите основные виды теплообменных аппаратов.
2. Каковы преимущества теплообменников с противотоком перед теплообменниками с параллельным током?

Глава 6

ТОПЛИВО И КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 16. Топливо и его горение

Топливом называют горючие вещества, применяемые для получения теплоты при их сжигании. Однако топливом считают только те горючие вещества, которые удовлетворяют всем следующим условиям: 1) при сгорании выделяют достаточно большое количество теплоты; 2) не дают продуктов сгорания, губительно действующих на окружающий растительный и животный мир; 3) встречаются в больших количествах в природе или легко получаются при переработке других веществ; 4) легко добываются и транспортируются на большие расстояния; 5) быстро воспламеняются.

Топливо, добываемое из недр земли в готовом виде, называют естественным, а получаемое путем переработки горючих веществ и природного топлива — искусственным.

Как естественное, так и искусственное топливо подразделяют на твердое, жидкое и газообразное (табл. 5).

По назначению топливо делят на энергетическое и технологическое. К энергетическому относят все низкосортные топлива,

Таблица 5

Группа	Вид топлива	Естественное	Искусственное
I	Твердое	Ископаемый уголь, горючие сланцы, торф, дрова, отходы сельскохозяйственного производства	Кокс, полукокс, пылевидное топливо, брикеты, древесный уголь
II	Жидкое	Нефть	Бензин, керосин, тяжелое нефтяное топливо (дизельное топливо, газойль, соляровые масла, моторные топлива), мазут и котельное топливо
III	Газообразное	Природный и промысловый газ	Газы: светильный, коксовый, доменный, генераторный, смешанный, газы нефтеперерабатывающих заводов и подземной газификации ископаемых углей и т. п.

которые можно сжигать на электростанциях, в производственно-бытовых и других тепловых установках в натуральном виде или после переработки. Это антрацит, некоксующиеся слабоспекающиеся и бурые угли, торф, природный газ, а также продукты переработки других топлив. К технологическому топливу относят высокосортное топливо и коксующиеся угли. По методу добычи и потребления различают местное и привозное топливо.

До недавнего времени потребность в топливе наша страна удовлетворяла в основном за счет ископаемых углей. В последнее время в структуре топливного баланса произошли существенные изменения, продиктованные экономическими соображениями. Все бо́льшую роль в топливном балансе играют нефть, природный газ.

Составные части топлива. Топливо состоит из органической и минеральной частей.

Органическую часть топлива составляют следующие химические элементы: углерод (C); водород (H_2); кислород (O_2); азот (N_2) и сера (S). Топливо может состоять из смеси всех этих элементов или части их. Так, органическую массу кокса и древесного угля в основном составляет углерод; нефти и продуктов ее переработки, а также газообразных углеводородов — углерод и водород; различных видов природных твердых топлив — углерод, водород и кислород.

Наиболее ценные из перечисленных элементов — углерод и водород. Содержание углерода в топливе 50—90% для твердого и 85—87% для жидкого топлива. Он является основным горючим элементом органической части топлива, так как при его сгорании выделяется наибольшее количество теплоты. Большое количество теплоты при сгорании топлива выделяет также водород, но его в топливе содержится значительно меньше (до 6,5% в твердом и до 25% в жидком топливе). Кислорода в жидком топливе содержится до 2%, а в твердом — до 42%. Он не горит, а следовательно, наличие кислорода в топливе нежелательно. То же относится и к азоту, содержание которого в отдельных видах топлива доходит до 3%. Кислород и азот являются внутренним балластом топлива. Сера, содержание которой в топливе достигает иногда 14%, при сгорании выделяет теплоту. Однако наличие ее в топливе нежелательно, так как при ее сгорании образуется сернистый газ и серная кислота, которые вызывают сильную коррозию металлов и губительно действуют на окружающий животный и растительный мир.

Минеральную часть топлива составляют вода и минеральные примеси, которые являются внешней балластной частью (внешним балластом) топлива.

Содержание балластной части в топливе очень нежелательно, так как, увеличивая объем топлива, она уменьшает его тепловую ценность.

Влага в твердом топливе содержится в виде внешней ($W_{вн}$) и внутренней, или гигроскопической ($W_л$). Внешней называют влагу, которая заполняет поры топлива. Определяют ее содержание высушиванием топлива на воздухе до тех пор, пока не перестанет уменьшаться его масса. Внутренняя влага заполняет свободные промежутки топлива. Ее содержание определяют высушиванием топлива в сушильном шкафу при температуре 378—383 К до тех пор, пока масса не перестает уменьшаться.

Влажность топлива представляет собой отношение массы m_w влаги к массе a влажного топлива, %:

$$W = \frac{m_w}{a} 100.$$

Зная внешнюю и внутреннюю влажность, можно подсчитать рабочую влажность топлива по формуле

$$W_р = W_{вн} + \frac{W_л (100 - W_{вн})}{100}. \quad (223)$$

Минеральные составляющие после сжигания топлива дают твердый остаток — золу, содержание которой определяют сжиганием в муфельной печи 1—2 г измельченного топлива при температуре 1073 К. Отношение массы $m_з$ золы к массе a порции топлива представляет собой зольность, %:

$$A = \frac{m_з}{a} 100. \quad (224)$$

При нагревании твердого топлива происходит его термическое разложение, сопровождающееся выделением газов и паров, которые вместе получили название летучих веществ. Твердый остаток, называемый коксом, состоит в основном из углерода. Содержание летучих веществ и кокса имеет большое практическое значение для оценки качества твердых видов топлива, особенно ископаемых углей.

Топливо, поступающее для сжигания, называют рабочим. Уравнение материального баланса рабочего топлива можно записать в виде

$$C_р + H_р + O_р + N_р + S_р + A_р + W_р = 100\%, \quad (225)$$

где $C_р$, $H_р$, $O_р$, $N_р$, $S_р$, $A_р$, $W_р$ — соответственно процентное массовое содержание углерода, водорода, кислорода, азота, серы, золы, влаги в рабочем топливе.

Если из топлива полностью удалена влага, то оно называется сухим. Запишем уравнение материального баланса для сухого топлива:

$$C_с + H_с + O_с + N_с + S_с + A_с = 100\%. \quad (226)$$

В сухом топливе процентное содержание каждого элемента больше, чем содержание его в рабочем топливе, в $100/(100 - W_р)$ раз. Следовательно, между содержанием соответствующих элементов сухого и рабочего топлива существует связь:

$$C_с = C_р \frac{100}{100 - W_р}. \quad (227)$$

Аналогично $H_с = H_р \frac{100}{100 - W_р}$ и т. д.

Если из топлива удалить золу и влагу, то остающиеся элементы составят так называемую горючую массу топлива, для которой уравнение материального баланса имеет вид

$$C_г + H_г + O_г + N_г + S_г = 100\%. \quad (228)$$

Очевидно, $C_г = C_р \frac{100}{100 - W_р - A_р}$.

Выразив на основании (227) $A_р$ через $A_с$ и подставив в (228), получим

$$C_г = C_р \frac{100}{100 - W_р} \frac{100}{100 - A_с}. \quad (229)$$

Аналогично

$$H_г = H_р \frac{100}{100 - A_р - W_р},$$

$$\text{или } H_г = H_р \frac{100}{100 - W_р} \frac{100}{100 - A_с} \text{ и т. д.} \quad (230)$$

Сущность процесса горения. Горение есть окисление горючих элементов топлива кислородом, сопровождающееся выделением теплоты. В зависимости от скорости распространения пламени различают нормальное горение и горение со взрывом. При нормальном горении скорость распространения пламени равна 15—25 м/с, а при взрывном горении 2000—3000 м/с. Чтобы топливо начало гореть, его необходимо нагреть до определенной температуры, называемой температурой воспламенения (табл. 6).

Схематично процесс горения можно представить следующим образом. При нагревании топлива до температуры воспламенения

Таблица 6

Топливо	Температура воспламенения, °С	Топливо	Температура воспламенения, °С
Каменный уголь	225—375	Бензин	415
Бурый уголь, дрова	350—450	Бензол	520
Сухой торф	225—300	Генераторный газ	700—800
Древесный уголь	350—375	Метан (CH_4)	650—700
Кокс и антрацит	650—700	Окись углерода (CO)	650—720
Керосин	380	Углеводороды тяжелее метана (C_nH_m)	600—800

начинается распад горючей массы на составные элементы, которые затем окисляются кислородом и выделяют теплоту. От выделенной теплоты нагревается масса близлежащего топлива, в котором начинается также распад горючей массы на составные элементы. Таким образом, вся масса топлива, находящегося в топке, начинает гореть.

Интенсивность горения, т. е. реакции окисления, существенно зависит от концентрации веществ и их температуры. При низких температурах в реакцию окисления вступает небольшое количество молекул. Когда же реагирующие вещества нагреваются до температуры воспламенения, реакция окисления идет интенсивно.

Для непрерывного горения топлива после воспламенения необходимо, чтобы температура горения была не ниже температуры воспламенения. В противном случае процесс горения постепенно прекратится.

Горение может быть полным и неполным. Полным горением называют процесс окисления горючих элементов топлива кислородом, при котором выделяются продукты, не способные гореть в дальнейшем. Например, полное горение углерода, водорода и серы идет по следующим реакциям:

$$C + O_2 = CO_2 + 33\,900 \text{ кДж/кг C};$$

$$2H_2 + O_2 = 2H_2O + 125\,000 \text{ кДж/кг } H_2;$$

$$S + O_2 = SO_2 + 10\,885 \text{ кДж/кг S}.$$

Таким образом, при полном сгорании углерода, водорода и серы выделяется теплота и получаются углекислый газ (CO_2), вода (H_2O) и сернистый газ (SO_2).

Неполным горением называют процесс окисления горючих элементов топлива кислородом, при котором получаются продукты, способные повторно сгорать, при наличии кислорода, с выделением сравнительно большого количества теплоты. Так, неполное горение углерода идет по реакции $2C + O_2 = 2CO + 9900$ кДж/кг C, т. е. при горении выделяется в 3 раза меньше теплоты, чем при полном горении. В связи с этим на практике процесс сжигания топлива стремятся вести так, чтобы сгорание его горючей массы было полным.

Одним из условий полного сгорания является подвод к топливу такого количества воздуха, содержание кислорода в котором достаточно для полного окисления его горючих элементов. Если к топливу подвести воздуха значительно больше, чем необходимо для полного окисления его горючих элементов, то процесс горения протекает при пониженной температуре и интенсивность горения уменьшается, так как большое количество теплоты затрачивается на нагрев излишка подведенного к топливу воздуха.

Количество воздуха, необходимое для полного сгорания топлива. Количество воздуха, необходимое для полного сгорания

топлива, определить довольно легко, если известно содержание в нем $C_р$, $H_р$, $S_р$ и $O_р$.

Так как атомная масса углерода 12, а кислорода 16, то для получения из углерода углекислого газа CO_2 необходимо 12 массовых частей углерода соединить с 32 массовыми частями кислорода (на 1 массовую часть углерода приходится $32/12 = 2{,}67$ массовой части кислорода). Если в 1 кг топлива содержится $C_р$ кг углерода, то для его окисления в CO_2 необходимо иметь $2{,}67C_р$ кг кислорода; аналогично для окисления $H_р$ кг водорода в H_2O необходимо $8H_р$ кг кислорода; для окисления $S_р$ кг серы в SO_2 потребуется $S_р$ кг кислорода. Так как в 1 кг воздуха содержится 0,232 кг кислорода, то для полного сжигания 1 кг топлива необходимо иметь воздуха, кг:

$$m_т = \frac{2{,}67C_р + 8H_р + S_р - O_р}{0{,}232}, \qquad (231)$$

где $C_р$, $H_р$, $S_р$, $O_р$ — соответственно массовое содержание углерода, водорода, серы и кислорода в топливе.

Так как при нормальных условиях плотность воздуха равна 1,293 кг/м³, то объем (м³) теоретически необходимого количества воздуха для полного сгорания 1 кг топлива

$$V_т = \frac{2{,}67C_р + 8H_р + S_р - O_р}{0{,}232 \cdot 1{,}293} = \frac{2{,}67C_р + 8H_р + S_р - O_р}{0{,}30}. \qquad (232)$$

Для газообразного топлива теоретическое количество воздуха (м³), необходимое для полного сжигания 1 м³ газа, можно определить по следующей формуле:

$$V_т = 0{,}0476\left(\frac{H + CO}{2} + 2CH_4 + 3C_2H_4 + 3{,}5C_2H_6 + 4{,}5C_3H_6 + \right.$$
$$\left. + 5C_3H_8 + 6C_4H_8 + 6{,}5C_4H_{10} + \cdots + C_nH_m - O_2\right), \qquad (233)$$

где H, CO, CH_4 ... C_nH_m — составляющие горючего газа в объемных процентах.

При сжигании топлива часть кислорода воздуха не успевает вступить в реакцию окисления, поэтому для обеспечения полного сгорания топлива необходимо к нему подводить воздух с некоторым избытком по сравнению с теоретически необходимым количеством. Отношение действительного количества воздуха $V_д$ к теоретически необходимому $V_т$ называют коэффициентом избытка воздуха

$$\alpha = \frac{V_д}{V_т}. \qquad (234)$$

Всегда $\alpha > 1$. На практике принимают следующие значения для различных сортов топлива: для пылевидного и газообразного топлива $\alpha = 1{,}05...1{,}15$; для жидкого топлива (мазут, нефть и др.) $\alpha = 1{,}2...1{,}25$; для твердого топлива $\alpha = 1{,}3...1{,}8$.

Теплота сгорания топлива. Условное топливо. Важнейшей характеристикой топлива является его *теплота сгорания* — количество теплоты, выделившейся при полном сгорании единицы количества топлива (1 кг твердого и жидкого, 1 м³ газообразного). Различают высшую и низшую теплоту сгорания. Высшей теплотой сгорания $Q_в$ считают теплоту, выделяемую при полном сгорании единицы количества топлива, в результате которого образуемая влага конденсируется и выделяется в виде жидкости из продуктов сгорания. Если в результате полного сгорания единицы количества топлива образуемая влага остается в продуктах сгорания в парообразном состоянии, то выделяемую при этом теплоту считают низшей теплотой сгорания топлива $Q_н$. Эта величина меньше высшей теплоты сгорания топлива на теплоту парообразования (конденсации) влаги, образуемой при сжигании единицы количества топлива.

Теплоту сгорания топлива, кДж/кг, можно определить опытным путем или расчетом (по формулам Менделеева), если известен элементарный состав топлива:

для твердого топлива

$$Q_в = 339C + 1250H - 108{,}85\,(O - S); \qquad (235а)$$

для жидкого топлива

$$Q_н = Q_в - 25{,}1\,(9H_р + W_р), \qquad (235б)$$

где C, H, O, S и $W_р$ — соответственно процентное содержание углерода, водорода, кислорода, серы и влаги в рабочем топливе.

Теплоту сгорания топлива определяют опытным путем при сжигании его небольшой порции в специальном приборе — калориметре. При этом вся выделившаяся при сжигании топлива теплота идет на нагревание воды. Зная массу сгоревшего топлива, массу нагретой воды и разность температур воды до и после нагревания, подсчитывают теплоту сгорания, кДж/кг, например, жидкого топлива по формуле

$$Q_в = \frac{A\left(T^{ср}_{гор} - T^{ср}_{хол}\right)}{a}(1 + \varphi), \qquad (236)$$

где A — масса воды, кг; $T^{ср}_{гор}$ и $T^{ср}_{хол}$ — средняя температура нагретой и холодной воды, К; a — масса сожженного топлива, кг; φ — средняя поправка на отклонение температуры отходящих газов $T^{ср}_{отх.\,газ}$ от температуры воздуха $T_{воз}$; $\varphi = 0{,}0012 \times \times \left(T^{ср}_{отх.\,газ} - T_{воз}\right)$.

Низшую теплоту сгорания сухого газообразного топлива можно определить по формуле

$$Q^с_н = 127{,}3CO + 357{,}4CH_4 + 563C_2H_2 + 638C_2H_6 + + 912C_3H_8 + 590C_2H_4 + 1400C_6H_6 + 233{,}7H_2S + + 108H_2 + 707C_nH_m, \qquad (237)$$

где CO, CH_4, C_2H_2, C_2H_6, C_3H_8, C_2H_4, C_6H_6, C_nH_m, H_2S и H_2 — объемные концентрации окиси углерода, соответствующих углеводородов, сероводорода и свободного водорода в газообразном топливе, %.

При расчете расхода топлива, а также топливных ресурсов пользуются понятием *условное топливо*. Это реальное топливо, теплота сгорания которого равна 29 300 кДж/кг, или 29,3 МДж/кг. Для перевода любого топлива в условное пользуются тепловым эквивалентом, который получается от деления теплоты $Q_{р.\,н}$ сгорания данного топлива на 29 300 кДж/кг, т. е. $Э_т = \frac{Q_{р.\,н}}{29\,300}$. Так, для торфа $Э_т = \frac{8500}{29\,300} = 0{,}29$. Следовательно, 1 т торфа по своей тепловой ценности равноценна 0,29 т условного топлива.

Температура горения топлива и ее определение. Следует различать теоретическую и действительную температуру горения. *Теоретической температурой горения* называют максимальную температуру, которую способно давать данное топливо при полном сгорании с теоретически необходимым количеством воздуха. Ее определяют по формуле

$$Q_{р.\,н} = (n_1c_1 + n_2c_2 + \cdots + n_mc_m)\,T = T\sum_{i=1}^{m} n_ic_i,$$

где

$$T = \frac{Q_{р.\,н}}{\sum_{i=1}^{m} n_ic_i}. \qquad (238)$$

В табл. 7 приведены значения теоретической температуры горения для некоторых видов топлива в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

Теоретически определенная температура горения топлива всегда выше действительной, так как при вычислении не учитывают такие, снижающие ее факторы, как потери теплоты лучеиспусканием, избыток воздуха при сжигании, неполнота сгорания топлива. Поэтому на практике пользуются действительной температурой горения, определяемой с помощью различных приборов, оптических и радиационных пирометров, термоэлектрических термопар и др.

Таблица 7

Топливо	T °С при α				Топливо	T °С при α			
	1,0	1,3	1,5	2,0		1,0	1,3	1,5	2,0
Антрацит	2270	1845	1665	1300	Дрова	1855	1575	1435	1165
Бурый уголь	1875	1590	1425	1150	Мазут	1125	1740	1580	1265
Торф	1700	1510	1370	1110	Саратовский газ	2000	1749	1478	1167

Краткая характеристика топлива. *Древесина* в СССР утратила свое значение как топливо промышленных предприятий и энергетических установок, что объясняется ее высокой стоимостью, небольшой теплотой сгорания (1200 кДж при влажности 30%) и ценностью ее как строительного материала.

Торф представляет собой продукт неполного разложения без доступа воздуха болотной и луговой растительности. Различают торф: низинный, верховой и переходный. Низинный торф имеет повышенную зольность (8—23%). Зольность верхового торфа составляет 2—4%, переходного 7%.

Состав основных сортов торфа весьма различен и зависит от степени разложения растительных остатков. В среднем горючая масса торфа, содержит: $C_г$ — 57,8%; $H_г$ — 6%; $N_г$ — 2,5%; $S_г$ — 0,3%; $O_г$ — 33,4%.

Для торфа характерна высокая влажность (достигающая в сыром виде 90%), которая легко снижается (до 25—30%) высушиванием торфа на воздухе.

Низшая теплота сгорания торфа при влажности 33% колеблется в широких пределах: от 8800 до 14 600 кДж/кг. Высокая влажность (более 40%) значительно снижает ценность торфа как топлива.

На современных крупных электростанциях торф сжигают в виде крошки (так называемый фрезерный торф). Для сжигания в мелких котельных и в быту используют кусковой торф или его брикеты.

Важнейшим промышленным топливом большинства стран является *ископаемый уголь* — продукт разложения без доступа воздуха различных живых организмов: высокоразвитых растений (гумусовые угли) и водных микроорганизмов (сапропелевые угли).

Под действием высоких температур, обусловленных большим давлением, которое создает толстый слой отложений, накопленных за сотни миллионов лет, шло постепенное уплотнение разложившихся масс с уменьшенным содержанием в них водорода и кислорода и относительно увеличенным содержанием углерода. Это привело к образованию весьма плотной массы — ископаемых углей.

Наиболее «молодым» является бурый уголь, самым древним — антрацит.

Торф, бурый и каменный уголь, антрацит представляют собой один генетический ряд различных стадий превращения остатков растительности в ископаемое топливо. Состав и тепловые качества этих видов топлива приведены в табл. 8.

В зависимости от свойств исходного материала и характера превращения одного вида топлива в другой менялись и свойства конечных продуктов. Это явилось причиной образования большого количества различных сортов ископаемых углей.

Горючие сланцы по происхождению и состоянию горючей массы сходны с ископаемыми углями, поэтому их часто называют

Таблица 8

Уголь	Состав горючей массы угля, %			Зольность $A_р$, %	Влажность $W_р$, %	Теплота сгорания горючей массы $Q_{г.м}$, кДж/кг	Теплота сгорания рабочей массы $Q_{р.м}$, кДж/кг
	$C_г$	$H_г$	$O_г + S_г$				
Бурый подмосковный	69	5	26	30	20	28 400	14 200
Каменный	85	4,5	10,5	10	6	35 100	29 200
Антрацит	94	2	4	8	4	35 500	31 300

сланцевыми углями. Большая влажность (11—22%) и зольность (40—60%) являются причиной низкой теплоты сгорания (6300—9600 кДж/кг). Поэтому горючие сланцы используют только как местное топливо. Большое содержание водорода (7—9,5%) и высокий выход летучих веществ на горючую массу (70—80%) позволяют широко использовать горючие сланцы в качестве сырья для газификации с целью получения горючих газов и сырья для химической промышленности.

Нефть образовалась в результате сложного и длительного процесса разложения растительных и животных организмов. Она имеет постоянный, характерный для большинства месторождений состав: 86% C; 13% H; 1% (O + N + S). Нефть представляет собой жидкость бурого цвета, хотя встречаются и так называемые светлые нефти. Плотность нефти, как правило, меньше единицы. Нефть обладает ничтожной зольностью, влажностью и высокой теплотой сгорания (42 000—46 000 кДж/кг). Это очень ценное химическое сырье, и в непереработанном виде как топливо не употребляется. Обычно нефть направляют на нефтеперерабатывающие заводы, где путем прямой перегонки или крекинг-процесса из нее выделяют горючие вещества, в том числе бензин, керосин, дизельное топливо, тяжелые моторные и котельные топлива, применяемые для двигателей внутреннего сгорания, котельных и других тепловых установок.

В последнее время все более широкое применение получает *газообразное топливо*. Газообразное топливо бывает естественным и искусственным. Естественный (природный) газ добывается из чисто газовых и газонефтяных месторождений.

Примерный состав природного газа, % по объему:

Метан	60—80
Водород	10—30
Углеводороды тяжелее метана (C_2H_6; C_3H_8 и др.)	2—10
Азот	2—4
Углекислый газ	0

Содержание метана в некоторых газах достигает 97% и выше, а общее количество всех углеводородов — 99,25%. Плотность

природного газа при нормальных условиях колеблется в пределах 0,40—0,75 кг/м³.

Горючие газы чисто газовых месторождений отличаются сравнительно постоянным составом, тогда как состав горючих газов газонефтяных месторождений зависит от природы нефти, ее состава, условий разделения нефтегазовых смесей и т. п. Содержание тяжелых углеводородов таких, как этан, пропан, бутан, пентан, в газах газонефтяных месторождений значительно больше, чем в газах чисто газовых месторождений, поэтому они имеют более высокую теплоту сгорания. Так, средняя теплота сгорания газов чисто газовых месторождений 31 400—36 800, а попутных газов нефтяных месторождений 34 500—50 240 кДж/м³.

Наряду с природным газом большую роль играют искусственные газы, которые в зависимости от способа их получения образуют две группы. К первой группе относятся газы, получаемые при высокотемпературной (до 1270 К) или среднетемпературной (до 770—870 К) перегонке твердого или жидкого топлива. Это газы коксохимических, коксогазовых, газосланцевых, сланце- и нефтеперерабатывающих заводов. Вторую группу образуют газы, получаемые нагреванием топлива с частичным его сжиганием в токе воздуха или их смесей с парами воды. Это доменные газы и газы, получаемые в специальных установках — газогенераторах, а также газы подземной газификации ископаемых углей.

Важнейшее достоинство газообразного топлива — возможность его полного сжигания без остатков, высокая теплота сгорания, простота установок для его сжигания и т. п.

Обычно газообразное топливо транспортируют от места добычи к месту потребления по специальным газопроводам. Многие газы легко сжижаются, и поэтому их можно транспортировать в специальных баллонах.

Горючие газы с успехом применяют в качестве топлива в котельных установках и двигателях внутреннего сгорания. Подобно нефти природный газ является ценным химическим сырьем, из которого можно получать синтетические материалы, обладающие ценными свойствами.

Переработка твердого топлива. Естественное твердое топливо перерабатывают для повышения его качества, получения горючих веществ и сырья для химической промышленности, а также для удобства транспортирования и хранения. Наиболее распространены механический и термический способы переработки.

Механический способ переработки твердого топлива включает брикетирование, дробление и приготовление пылевидного топлива.

Брикетирование дает возможность превратить нестойкие против механического разрушения виды твердого топлива в более стойкие и удобносжигаемые. Для брикетирования чаще всего используют каменноугольную мелочь, фрезерный торф, отходы древесины (опилки, стружку и т. д.), кострy, подсолнечную лузгу и др.

Дробление производят с целью получения кусков топлива определенных размеров, обеспечивающих более полное сгорание топлива. Для этого крупные куски твердого топлива дробят на специальных дробильных установках, а затем сортируют по величине кусков.

Приготовление пылевидного топлива заключается в очень тонком измельчении на специальных мельницах мелкого трудносжигаемого твердого топлива (торфяной крошки, мелкого бурого и каменного угля, антрацита, штыба и др.) влажностью не более 8—10% с последующим пропусканием через решето, имеющее 4900 отверстий на 1 см².

Термический способ переработки твердого топлива заключается в нагревании его до высокой температуры. При этом различают сухую перегонку и газификацию твердого топлива.

Сухая перегонка заключается в нагревании топлива без доступа воздуха, благодаря чему из твердого топлива выделяется в парообразном состоянии вода разложения, а затем разлагается органическая часть топлива с выделением газообразных продуктов и смолистых веществ. Остается твердое вещество, состоящее в основном из углерода: древесный уголь с теплотой сгорания 29 200—32 100 кДж/кг, торфяной кокс (при коксовании) и полукокс (при полукоксовании ископаемых углей). Горючие газы, торфяной кокс, каменноугольный рыхлый неспекшийся кокс и полукокс используют как энергетическое и промышленное топливо; древесный уголь является хорошим газогенераторным и кузнечным топливом; плотный спекшийся кокс, полученный из коксующихся углей, используют в металлургической промышленности для выплавки металлов из руд. Из древесной и торфяной воды разложения и смолы вырабатывают спирт, парафин, воск и другие материалы. При переработке смол коксования и полукоксования ископаемых углей получают моторное и котельное топливо, смазочные масла, анилиновые красители, вещества для парфюмерной промышленности и др.

Сухую перегонку горючих сланцев ведут при температуре 820 К. Основными продуктами являются сланцевые смолы и горючий газ. Сланцевую смолу перерабатывают для получения моторного топлива (бензин, дизельное топливо) и других веществ, необходимых в народном хозяйстве (ихтиола, пека, теокреолина, кровельного лака, смазочных и пропиточных масел, асфальта и др.). Газы используют в качестве топлива, а твердый остаток — золу — применяют при изготовлении цемента, строительного кирпича и др.

Газификация является одним из методов переработки твердого топлива, при котором вся горючая масса переходит в горючий газ. Для этого используются специальные установки, называемые газогенераторами. Твердое топливо, загруженное в шахту газогенератора, поджигают и снизу продувают воздух. При горении идет реакция окисления, в результате чего образуются углекислый газ и вода с выделением теплоты, которая нагревает топливо,

Таблица 9

Газ	Состав газа, %					Теплота сгорания $Q_{р.н}$, кДж/м³
	CO	H_2	CH_4	CO_2	N_2	
Воздушный	30—32	1,0	Около 1,0	1—2	63—65	3 770—4 600
Смешанный	26—30	13—16	2,0	3—5	50—54	4 450—6 430
Водяной	36—40	48—52	0,5	Около 5	Около 6,5	10 120—13 120

находящееся в камере газогенератора. В результате верхние слои топлива проходят подсушку и стадию сухой перегонки с образованием подсмольной воды, смол и угля, температура которого вблизи зоны горения достигает 1170—1370 К. Образовавшиеся в зоне горения углекислый газ и пары воды проходят слой раскаленного угля. Углекислый газ взаимодействует с углеродом и восстанавливается до окиси углерода, а вода разлагается на водород и кислород. Водород, частично взаимодействуя с углеродом, образует метан, а кислород — окись углерода. В результате образуется воздушный генераторный газ. Если вместо воздуха через газогенератор продувать смесь воздуха и паров воды, то получается смешанный газ, а если только пары воды — водяной газ. Эти газы отличаются составом и теплотой сгорания (табл. 9). Генераторный газ очищается и подается к месту потребления.

Начиная с 1932 г., в нашей стране ведутся работы по подземной газификации ископаемых углей. Сущность ее заключается в следующем. С поверхности земли на всю глубину угольного пласта пробивают две штольни, которые между собой соединяют огневым штреком. Огневой штрек заполняют легко воспламеняющимся веществом, которое затем поджигают электрическим запальником. По одной из штолен в огневой штрек подают воздух, обогащенный техническим кислородом, а по другой штольне образовавшийся газ выводится на поверхность земли. Процесс газификации протекает так же, как и в газогенераторе. Помимо воздушного дутья можно применять паровоздушное. В результате образуется смешанный газ с более высокой теплотой сгорания.

Способы сжигания топлива. В котельной практике известны слоевой, факельный и вихревой способы сжигания топлива.

Слоевой способ сжигания топлива (рис. 115, *а*) заключается в следующем. Загруженное в топку топливо распределяется ровным слоем по колосниковой решетке, через которую проходит воздух, встречающий на своем пути неподвижный или движущийся слой горящего топлива. При взаимодействии с топливом воздух превращается в газовоздушный поток, который, пройдя топочное пространство, выходит наружу.

Для избежания уноса топлива необходимо, чтобы вес частичек топлива был больше силы газовоздушного потока. Однако при

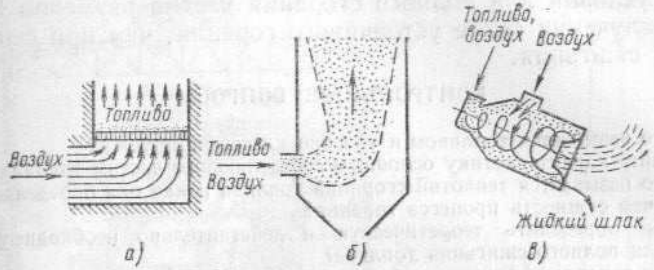


Рис. 115. Способы сжигания топлива:
а — слоевой; *б* — факельный; *в* — вихревой

слишком больших размерах кусков замедляется процесс горения и уменьшается количество теплоты, получаемой в единицу времени. Оптимальный размер кусков 20—30 мм.

Основным достоинством слоевого способа сжигания твердого топлива является наличие на колосниках запаса горящего топлива, обеспечивающего устойчивость протекания процесса. Существенным недостатком этого способа является необходимость использования твердого топлива с оптимальными размерами кусков, что требует предварительной их сортировки.

Факельный способ сжигания топлива (рис. 115, *б*), в отличие от слоевого, заключается в том, что частицы топлива движутся вместе с газовоздушным потоком в топочном пространстве. Поэтому масса частиц должна быть как можно меньше и они должны удерживаться в газовоздушном потоке. Этим обеспечивается очень тщательное перемешивание частичек топлива с воздухом, интенсивное их горение, получается более однородный, устойчивый факел горения и происходит наиболее полное выгорание горючих элементов, составляющих горючую массу топлива. Поэтому при факельном способе применяют твердое топливо в виде очень мелких частичек (пыли), размеры которых составляют сотые доли миллиметра.

Существенный недостаток такого способа — малая скорость обтекания частиц топлива газовоздушным потоком, которая не позволяет значительно увеличить интенсивность горения, а также большая чувствительность к изменению режима работы, поскольку в топочном пространстве в любой момент находится очень малый запас топлива. Поэтому регулирование процесса горения возможно при одновременном изменении подачи топлива и воздуха.

Вихревой способ сжигания топлива (рис. 115, *в*) заключается в создании в топочном пространстве вихря, благодаря которому топливо, поступающее в топку, подхватывается газовоздушным потоком и движется вместе с ним по определенной траектории до полного выгорания горючих элементов из горючей массы. Вихревое движение топлива в газовоздушном потоке способствует более длительному нахождению топлива в топочном пространстве, что

создает условия для полного сгорания частиц размером 3—5 мм и для получения более устойчивого горения, чем при факельном способе сжигания.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется топливом и как оно классифицируется?
2. Дайте характеристику основным составляющим частям топлива.
3. Что называется теплотой сгорания топлива и как она определяется?
4. В чем сущность процесса горения?
5. Как определить теоретическую и действительно необходимую массу воздуха для полного сжигания топлива?
6. Что такое коэффициент избытка воздуха? Каковы его значения для различных видов топлива?
7. Что понимают под высшей и низшей теплотой сгорания топлива?
8. Что понимают под температурой горения топлива и как ее определить?
9. Как перевести любое топливо в условное?
10. Охарактеризуйте кратко твердое, жидкое и газообразное топливо.
11. Какие существуют способы переработки твердого топлива и в чем заключается каждый из них?
12. Перечислите способы сжигания топлива и расскажите, в чем сущность каждого из них.

§ 17. Общие сведения о котельных установках

Котельной установкой называют совокупность устройств для производства теплоты и пара заданных параметров и в требуемом количестве.

В зависимости от назначения котельные установки подразделяют на энергетические, обеспечивающие паром паровые двигатели (паровые турбины и машины); производственно-технологические, вырабатывающие пар для технологических нужд и отопления, а также отопительные, обеспечивающие теплотой отопительные и вентиляционные установки и установки горячего водоснабжения.

Энергетические котельные установки вырабатывают перегретый пар низкого давления до 3 МПа, среднего — 10 МПа, высокого — до 14 МПа и сверхвысокого давления — до 25,5 МПа; производственно-технологические котельные установки вырабатывают пар низкого давления от 0,3 МПа до 0,7 МПа и реже до 1,3 МПа; отопительные котельные установки вырабатывают пар с избыточным давлением от 0,13 МПа до 0,3 МПа.

Котельная установка (рис. 116) состоит из котельного агрегата и ряда вспомогательных устройств. Котельный агрегат является основной частью котельной установки. В его состав входят топка *4*, в которой сжигается топливо; котел *5*, пароперегреватель *7*, служащий для превращения поступающей в него воды в насыщенный пар, экономайзер *8* для подогрева питательной воды; воздухоподогреватель *9* для подогрева воздуха, поступающего в топку; дутьевой вентилятор *13*, подающий воздух в воздухоподогреватель и далее в топку; обмуровка, которая отделяет топочную камеру и газоходы от окружающего пространства и уменьшает теплоотдачу в окружающую среду; арматура и гарнитура, представляющие собой ряд приспособлений, необходимых для обслуживания и безопасной работы котельного агрегата.

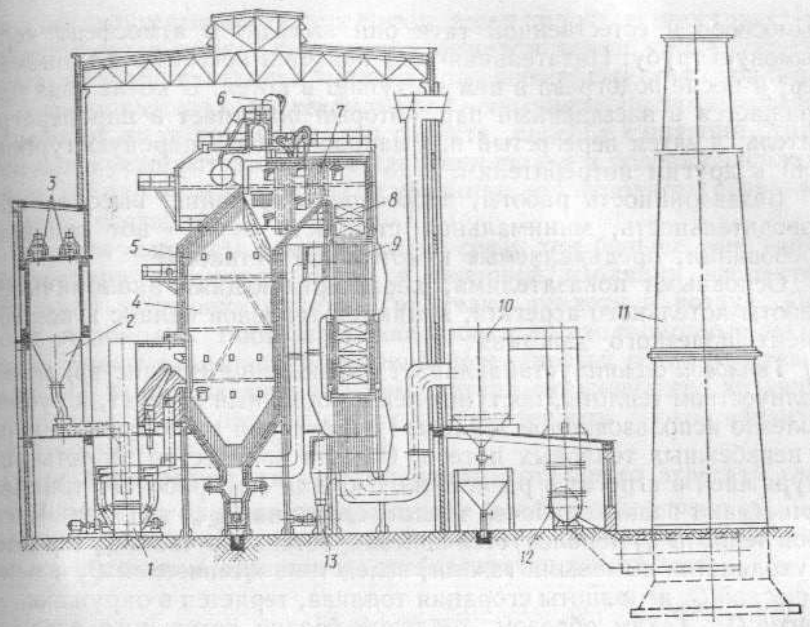


Рис. 116. Схема котельной установки:
1 — шахтная мельница; *2* — топливный бункер; *3* — топливоподающее устройство; *4* — топка; *5* — котел; *6* — паропровод; *7* — пароперегреватель; *8* — экономайзер; *9* — воздухоподогреватель; *10* — золоуловитель; *11* — дымовая труба; *12* — дымососы; *13* — дутьевой вентилятор

Вспомогательные устройства включают в себя склад топлива; топливоподающее устройство *3*; топливоприготовительные устройства (дробилки, сушилки, мельницы, бункеры, питатели и т. д.) для подготовки подачи топлива в бункер *2*; устройства для золо- и шлакоудаления; водоподготовительное устройство для удаления и обезвреживания примесей, содержащихся в питательной воде; дымососы *12* и дымовую трубу *11*, удаляющие дымовые газы из котлоагрегата в атмосферу; дутьевые вентиляторы *13*, с помощью которых нагнетается воздух в топку. Кроме того, к вспомогательным устройствам котельной установки относятся водопроводы, паропроводы *6*, золоуловители *10*, контрольно-измерительная и регулирующая аппаратура.

Котельная установка работает следующим образом. Топливо подают со склада в топливоприготовительное устройство (а в котельных малой мощности непосредственно в бункер *2*), а затем в шахтную мельницу *1* и в топку, куда одновременно подается воздух, нагретый в воздухоподогревателе до 420—470 К. В топке топливо сгорает, и горячие дымовые газы нагревают котел, пароперегреватель, экономайзер и воздухоподогреватель. Под действием

дымососов и естественной тяги они выходят в атмосферу через дымовую трубу. Питательная вода подается насосами в экономайзер, и после подогрева в нем поступает в котел. В котле вода превращается в насыщенный пар, который поступает в пароперегреватель, а затем перегретый пар направляется в паровую турбину или к другим потребителям.

Безаварийность работы, легкое регулирование, высокая производительность, минимальная стоимость пара — вот основные требования, предъявляемые к котельной установке.

Основными показателями, характеризующими экономичность работы котельного агрегата, являются тепловой баланс и коэффициент полезного действия.

Тепловой баланс устанавливает соотношение (равенство) между количеством теплоты, поступившей в котельный агрегат, и суммой полезно использованной теплоты (затраченной на получение пара) и неизбежных тепловых потерь. Обычно количество теплоты, поступившей в агрегат в расчете на 1 кг или 1 м³ рабочего топлива, принимают равным рабочей теплоте сгорания $Q_{р.н}$ топлива. Часть этой теплоты Q_1 используется полезно, остальная часть Q_2 теряется с уходящими дымовыми газами, вследствие химической Q_3 и механической Q_4 неполноты сгорания топлива, теряется в окружающую среду Q_5. Таким образом, тепловой баланс котельного агрегата можно представить равенствами

$$Q_{р.н} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \qquad (239)$$

или

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 = 100\%. \qquad (240)$$

Рассмотрим влияние основных потерь на экономичность работы котельного агрегата.

Потери теплоты с уходящими газами зависят от их объема и температуры. Это самые значительные потери, так как температура газов, покидающих тепловую установку, высока. Для уменьшения таких потерь в современных котельных установках стремятся уменьшить их температуру до 390—410 К, увеличивая конечные поверхности нагрева котла путем установки в газоходах экономайзеров и воздухоподогревателей, а также теплообменников низкого давления для нагревания воды, используемой для отопительных и технологических целей. Однако чрезмерное охлаждение дымовых газов нежелательно, так как при понижении температуры газов ниже точки росы выделяется конденсированная влага, содержащаяся в них, которая, оседая на трубах, вызывает их коррозию. Коррозия усиливается наличием в продуктах сгорания SO_2, который, взаимодействуя с влагой, образует серную кислоту.

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива — результат неудовлетворительного использования воздуха или его недостатка при сгорании топлива. Эти потери определяются содержанием CO в дымовых газах и зависят главным образом от сте-

пени перемешивания топлива с воздухом в топочном пространстве, температуры в топке, заполнения факелом топки при камерном сжигании и толщины слоя топлива при слоевом сжигании топлива.

Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива зависят от вида топлива и его свойств, способа сжигания, типа топочного устройства, способа удаления шлака и условий эксплуатации. Общие потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива составляют 2—14%.

Потеря теплоты в окружающую среду тем больше, чем выше температура обмуровки котла и тепловой изоляции элементов котельной установки, которые излучают теплоту в воздух. Поэтому подбирают такие виды обмуровки и изоляционные материалы, чтобы температура внешних поверхностей котла не превышала 343 К при нормальной температуре окружающего воздуха. В крупных котельных агрегатах потеря теплоты в окружающую среду составляет от 0,3 до 3,5%.

Для характеристики экономичности котельного агрегата вводят понятие о *брутто-коэффициенте полезного действия* $\eta^{к.а}_{брутто}$, который представляет отношение полезно использованной теплоты в котельном агрегате ко всей затраченной теплоте:

$$\eta^{к.а}_{брутто} = \frac{Q_1}{Q_{н.т}}. \qquad (241)$$

В существующих котельных установках $\eta^{к.а}_{брутто} = 0{,}7...0{,}93$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каково назначение котельных установок?
2. Как классифицируются котельные установки?
3. Перечислите элементы, из которых состоит современная котельная установка, каково их назначение?
4. Запишите тепловой баланс котельного агрегата и дайте характеристику каждой составляющей теплового баланса.
5. Что называется брутто КПД котельного агрегата?

§ 18. Топочные устройства

В зависимости от способа сжигания топлива топочные устройства (топки) принято подразделять на слоевые и камерные.

Слоевые топки, в которых топливо сжигается в слое на колосниковой решетке, подразделяют на устройства со сжиганием топлива в неподвижном и движущемся слое. К первому типу относятся топки с плоскими колосниковыми решетками с ручной или механической забросной топлива на решетку; ко второму — шахтные полумеханические топки с наклонными ступенчатыми колосниковыми решетками, топки с цепными решетками и др.

Камерные топки, в которых топливо сжигается в топочной камере во взвешенном состоянии, в зависимости от вида сжигаемого топлива предназначены для твердого, жидкого и газообразного

топлива. Камерные топки для сжигания твердого топлива подразделяют в зависимости от процесса сжигания топлива на факельные и вихревые (циклонные), а в зависимости от способа удаления — на топки с твердым и жидким шлакоудалением.

Экранирование топок. Топка является как топливосжигающим, так и теплообменным аппаратом, в котором теплота передается поверхностям нагрева одновременно излучением и конвекцией. Количество теплоты, передаваемой излучением и конвекцией, неодинаково: чем выше температура газов, тем больше теплоты передается излучением. При снижении температуры газов увеличивается доля теплоты, передаваемой конвекцией. В топочном пространстве температура газов наиболее высокая (1770—1870 К в основной зоне горения и 1170—1470 К в зоне дожигания), и количество теплоты, переданной излучением газами элементам котла, наибольшее. При этом в топочном пространстве наиболее интенсивно снижается температура дымовых газов.

Следствием высокой температуры в топке является плавление золы с образованием жидкого шлака, который, заливая отверстия между колосниками, затрудняет доступ воздуха в топочное пространство и нарушает нормальное течение процесса сгорания топлива в слое на колосниковой решетке. В камерных топках жидкий шлак оседает на стенках топки, имеющих более низкую температуру, чем температура плавления золы, и, охлаждаясь на них, образует шлаковые наросты. По мере увеличения толщины шлака теплоотдача стенок ухудшается и температура их возрастает. Как только температура стенок достигает температуры плавления шлака, он разжижается и стекает по стенкам. Охлаждаясь нижележащими стенками, шлак прилипает к ним, затвердевает и образует стекловидную твердую массу, которая в дальнейшем опять плавится, и процесс повторяется вновь и вновь, усиливаясь во времени. Расплавленные частицы шлака, которые уносятся дымовыми газами из топочного пространства, оседают на стенках дымоходов и, затвердевая, зашлаковывают их. При этом проходные сечения уменьшаются, движение дымовых газов затрудняется, нарушается равномерность нагрева теплообменных поверхностей, снижается паропроизводительность котельного агрегата, появляются местные перегревы и тепловые перенапряжения, приводящие к авариям. Для предотвращения шлакообразования газы в топочном пространстве (при удалении шлака в твердом виде) перед выходом их в газоходы должны быть охлаждены ниже температуры затвердевания шлака на 50—100 К. При высокой температуре топочного пространства температура стенок в отдельных зонах достигает 1870 К и выше, что уменьшает срок службы обмуровки.

Чтобы снизить температуру газов в топке и повысить паропроизводительность котельного агрегата, увеличивают радиационную (лучевоспринимающую) поверхность котла, т. е. поверхность котла, обращенную в топочное пространство. Кроме того, большинство современных котельных агрегатов имеют экранированные топки, т. е. по их стенкам устанавливают дополнительные радиационные поверхности — экраны, представляющие собой, чаще всего, гладкие трубы диаметром до 83 мм. Часто поверхности этих труб выводят через обмуровку наружу. Нижние концы труб-экранов присоединяют к коллекторам, а верхние — к барабану котла. Коллекторы опускными трубами соединены с барабаном. Таким образом, экраны входят в поверхность нагрева котла, составляя конструктивно общую циркуляционную систему. Нагретая в экранах вода в виде пароводяной смеси поступает в паровое пространство котла, из водяного пространства которого вода по опускным трубам поступает в коллекторы, а из них в трубы экранов.

Установка экранов дает возможность, помимо снижения температуры топочного пространства, повысить паропроизводительность котла без увеличения габаритов котельного агрегата. В топочных устройствах современных котельных агрегатов для развития их радиационной поверхности устанавливают несколько экранов.

Основные характеристики работы топок. Основными показателями, характеризующими работу топок, являются видимое тепловое напряжение колосниковой решетки (для слоевых топок) и видимое напряжение топочного пространства.

Видимое тепловое напряжение колосниковой решетки, топочного устройства, кДж/(м²·ч), представляет собой отношение теплоты, выделившейся в топке в течение 1 ч, $Q_т$ к площади колосниковой решетки S м²:

$$\frac{Q_т}{S} = \frac{MQ_{р.н}}{S}, \qquad (242)$$

где M — масса топлива, сжигаемого в топке за 1 ч, кг/ч, $Q_{р.н}$ — низшая теплота сгорания рабочего топлива, кДж/кг.

Видимое тепловое напряжение топки [2,9...4,9 ГДж/(м²·ч)] зависит от качества сжигаемого топлива и конструктивных особенностей топки.

Тепловое напряжение топочного пространства, кДж/(м³·ч), есть отношение количества теплоты $Q_т$, выделенной при сгорании топлива в течение 1 ч, к объему V топочного пространства:

$$\frac{Q_т}{V} = \frac{MQ_{р.н}}{V}. \qquad (243)$$

Тепловое напряжение [0,83...1,25 ГДж/(м³·ч)] зависит от конструкции топки, качества топлива и способа его сжигания.

Тепловая работа слоевых топок характеризуется как видимым тепловым напряжением колосниковой решетки, так и видимым напряжением топочного пространства, а камерных — одним только видимым тепловым напряжением топочного пространства.

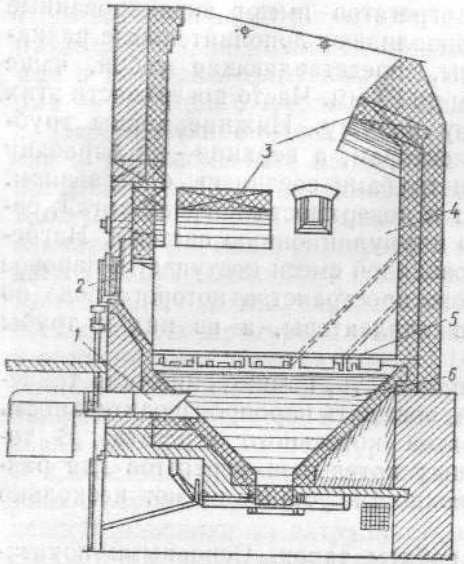


Рис. 117. Топка с ручной загрузкой топлива:
1 — устройство для подачи воздуха в топку; *2* — дверца загрузочного окна; *3* — теплоизолирующие своды топки; *4* — топочное пространство; *5* — колосниковая решетка; *6* — зольник

Топки с неподвижным слоем топлива для слоевого сжигания твердого топлива. *Топки с плоской колосниковой решеткой* могут быть с ручной и механизированной загрузкой топлива.

Топка с ручной загрузкой топлива (рис. 117) состоит из колосниковой решетки *5*, топочного пространства *4* с излучаемыми и перемещаемыми теплоизолирующими сводами *3*, зольника *6*, загрузочного окна с дверцей *2*, устройства *1* для подачи воздуха. Топливо через загрузочное окно периодически забрасывают вручную на раскаленный слой горячего топлива, находящегося на решетке. Подогреваясь, свежая порция топлива сперва подсушивается, а затем из него начинают выделяться горючие летучие вещества: метан и более тяжелые углеводороды, которые, поднимаясь и смешиваясь с дутьевым воздухом, сгорают, образуя пламя. По мере удаления летучих веществ из топлива оно постепенно превращается в кокс, который догорает, оставляя на колосниковой решетке золу. Зола плавится под воздействием высокой температуры, стекает вниз и застывает. Образовавшийся твердый шлак удаляют во время шуровки и чистки топки.

Наиболее полное использование теплоты, выделяющейся при сжигании топлива, получается при толщине слоя бурых углей 40—70 мм, антрацита 100—200 мм, торфа и дров в среднем около 700 мм.

Достоинством ручных топок является простота конструкции и сравнительно полное сгорание топлива. Существенными недостатками является необходимость частого (через 8—12 мин) забрасывания свежей порции топлива, неравномерный процесс горения топлива и тяжелые условия труда обслуживающего персонала.

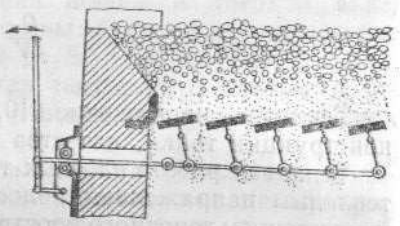


Рис. 118. Топка с качающимися колосниками

Для облегчения труда обслуживающего персонала (кочегаров) применяют специальные колосниковые решетки с качающимися

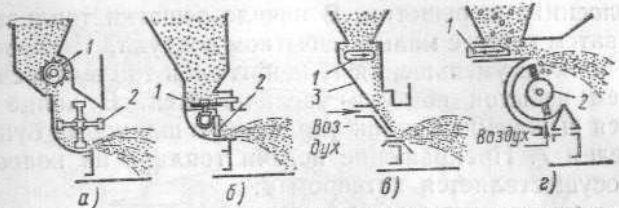


Рис. 119. Схема механизированных способов загрузки топлива:
а и *б* — механические; *в* — пневматический; *г* — пневмомеханический; *1* — дозирующее устройство; *2* — метатель; *3* — разгонная плита

колосниками (рис. 118). Периодическое покачивание колосников производят вручную или механическим приводом. Для механизированной загрузки топлива применяют механические (рис. 119, *а* и *б*), пневматические (рис. 119, *в*) и пневмомеханические (рис. 119, *г*) забрасыватели.

Ручные топки применяются только в котельных агрегатах паропроизводительностью 8—12 т/ч.

Топки с движущимся слоем топлива для слоевого сжигания твердого топлива. *Шахтные полумеханические топки* (рис. 120) применяют для сжигания объемистых и влажных топлив: кускового торфа, дров, древесных отходов и др. Топливо из бункера *4* периодически подается в шахту *5* и, опускаясь по наклонным колосникам *6*, последовательно освобождается от влаги и летучих. В топочном пространстве летучие смешиваются с воздухом, поступающим через решетки из поддувал *2* и *3*, а горящий кокс поступает на горизонтальные колосниковые решетки *7* и *8*, где интенсивно догорает при достаточном количестве воздуха, поступающего из поддувала *1*. Оставшийся шлак и золу удаляют из топки вручную.

Позонное дутье воздуха обеспечивает сжигание торфа при небольшом коэффициенте избытка воздуха ($\alpha = 1{,}3$) и с малыми потерями теплоты от неполноты сгорания. Недостатками их являются большие потери теплоты в окружающее пространство, громоздкость и большие затраты труда на удаление шлака и золы.

Механические топки с цепными решетками (рис. 121) наиболее распространены в современных котельных агрегатах. В такой топке все операции по обслуживанию полностью механизированы. Полотно *2* решетки состоит из отдельных колосников, укрепленных на специальных балках, называемых бимсами. Бимсы крепятся на бесконечных шарнирных цепях, надетых на две пары звездочек *3*, передняя из которых приводится во вращение электродвигателем. Скорость движения решетки можно изменять в зависимости от количества и качества сжигаемого топлива. Топливо поступает на цепную решетку из бункера *6*. Толщину его слоя устанавливают перемещением шибера *5*. Воздух, необходимый для горения топлива, подводится под решетку по зонам *1* с раздельным регулированием и поступает в слой топлива через зазоры

между колосниками решетки. В начале решетки топливо прогревается, а затем горит с малым избытком воздуха. По мере продвижения по топке и уменьшения толщины слоя топлива в связи с его выгоранием избыток воздуха увеличивается. В конце решетки оставшийся выжженный шлак удаляется в шлаковый бункер шлакоснимателем *7*. Прекращение подачи топлива на колосниковую решетку осуществляется затвором *4*.

Чтобы предотвратить провал топлива через решетку, в цепных топках широко применяют беспровальные колосниковые решетки (рис. 122). Такая решетка имеет чешуйчатые колосники *2* с карманами, укрепленные на бесконечных цепях *1*. Провалившиеся мелкие частицы топлива собираются в карманах и сбрасываются в бункер, откуда вновь возвращаются на колосниковую решетку.

Для обеспечения оптимальной температуры горения, предотвращения забивания колосниковой решетки мелочью и предупреждения неполного сгорания топлива размеры кусков топлива должны быть оптимальными. Для этого предусматривают специальные мельничные установки. Топки с цепными решетками применяют обычно в котельных агрегатах паропроизводительностью до 35 т/ч.

Камерные топки для сжигания твердого топлива. *Шахтно-мельничные камерные топки* (рис. 123) применяют для сжигания фрезерного торфа, бурых и каменных углей с большим содержанием летучих.

Топливо из бункера *5* по рукаву *4* поступает к питателю *3*, который подает его в необходимом количестве через отверстие *а* в мельницу *1*, где оно размалывается до кусков размером 2—10 мм. Подведенным к мельнице горячим воздухом топливо вытесняется в шахту *2*, где оно подсушивается и, двигаясь вверх через амбразуру *б*, попадает в камеру *6* топки. Воздух, поступающий в камеру

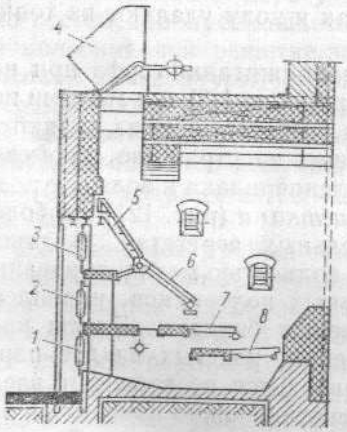


Рис. 120. Шахтная полумеханическая топка:
1, *2* и *3* — поддувала; *4* — топливный бункер; *5* — шахта; *6* — наклонные колосниковые решетки; *7* и *8* — горизонтальные колосниковые решетки

Рис. 121. Механическая топка с цепной решеткой:
1 — зоны для подвода воздуха; *2* — полотно решетки; *3* — звездочки; *4* — затвор; *5* — шибер; *6* — топливный бункер; *7* — шлакосниматель

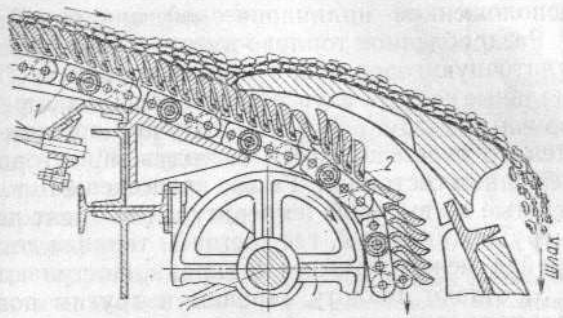


Рис. 122. Беспровальная колосниковая решетка:
1 — бесконечная цепь; *2* — чешуйчатые колосники

вместе с топливом, называют первичным. В камере топливо воспламеняется и, смешиваясь со вторичным воздухом, т. е. воздухом, подаваемым отдельно от топлива через отверстие *в*, сгорает в виде факела. Шахтно-мельничные камерные топки применяют в котельных агрегатах паропроизводительностью до 230 т/ч.

Основными достоинствами таких топок являются простота конструкции и возможность сжигания во взвешенном состоянии топлива грубого помола, а недостатком — унос потоком дымовых газов несгоревших очень мелких частиц топлива (тонкой пыли), что приводит к значительным потерям от механической неполноты сгорания топлива и снижению КПД топки.

Циклонные топки (с вертикальным и горизонтальным расположением циклонных камер) применяют для сжигания различных видов твердого топлива, раздробленного до кусков размером 0,5—5,0 мм. На рис. 124 приведена схема циклонной топки с горизон-

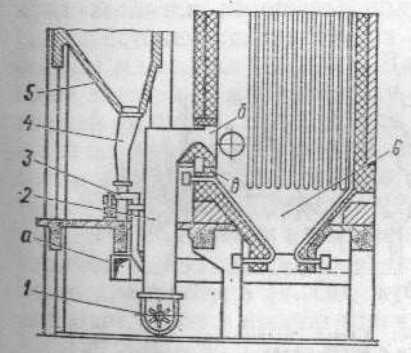


Рис. 123. Шахтно-мельничная камерная топка:
1 — мельница; *2* — шахта; *3* — питатель; *4* — рукав; *5* — топливный бункер; *6* — топочная камера; *а* — отверстия для подачи топлива в мельницу; *б* — амбразура; *в* — отверстие для подачи вторичного воздуха

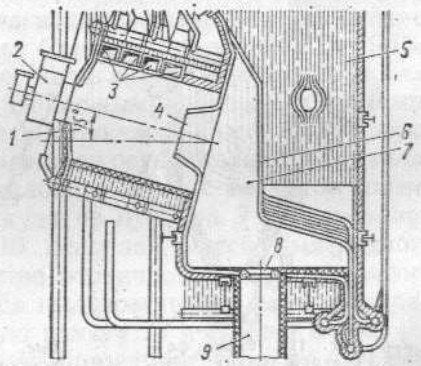


Рис. 124. Циклонная топка:
1 — циклонная камера; *2* — улиточная горелка; *3* — сопла; *4* — горловина; *5* — камера охлаждения; *6* — труба экрана; *7* — камера дожигания; *8* — летка; *9* — шлакосборник

тальным расположением цилиндрической циклонной камеры *1* (предтопки). Раздробленное топливо вместе с первичным воздухом вводится в улиточную горелку *2*, а затем в предтопку. Туда же через тангенциальные сопла *3* вдувается со скоростью, превышающей 100 м/с, вторичный воздух. Топливо получает вращательное движение, тщательно перемешивается с воздухом и сгорает в предтопке во взвешенном состоянии. Газы с недогоревшими частичками топлива, нагретые до высокой температуры, выходят через горловину *4* в камеру дожигания *7*, где частички топлива догорают. Затем газы, пройдя между трубами *6* экрана, поступают в камеру охлаждения *5*, отдают теплоту экранам и другим поверхностям нагрева котельного агрегата и по газоходам выходят в атмосферу. Образовавшийся жидкий шлак стекает в нижнюю часть камеры дожигания и через летку *8* в шлакосборник *9*.

Циклонные топки способны работать с малым коэффициентом избытка воздуха ($\alpha = 1{,}05 \div 1{,}1$), что снижает потери теплоты с дымовыми газами; несложно и приготовление (дробление) топлива.

Недостатки их: трудность сжигания углей высокой влажности с малым выходом летучих, сравнительно большие потери теплоты (более 2%) со шлаком и повышенный расход энергии на дутье вторичного воздуха.

Пылеугольные топки (рис. 125) относятся к факельным топкам, в которых твердое топливо в виде очень тонкой пыли (с размерами частиц 0,01—0,3 мм) сжигается во взвешенном состоянии. В топочную камеру *4* горелкой *1* подается топливная пыль вместе с первичным воздухом *ПВ*. Одновременно к горловине горелки подается предварительно нагретый вторичный воздух *ВВ*. Топливовоздушная смесь, поступившая в топочную камеру, воспламеняется и сгорает, образуя длинный факел. Раскаленные газы нагревают

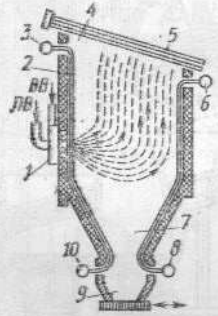


Рис. 125. Схема факельной топки:

1 — горелка; *2* — трубчатый экран; *3, 6, 8*; *10* — коллекторы; *4* — топочная камера; *5* — газоход парового котла; *7* — шлаковая воронка; *9* — шлаковая шахта

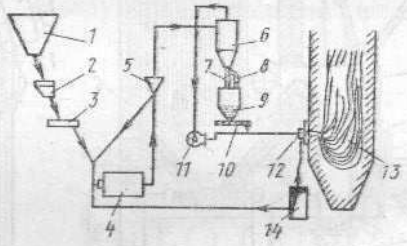


Рис. 126. Схема пылеприготовительной установки с промежуточным бункером:

1 — топливный бункер; *2* — весы; *3* — питатель; *4* — барабанно-шаровая мельница; *5* — сепаратор; *6* — циклон; *7* — затвор; *8* — шнек; *9* — промежуточный бункер; *10* — шнековый питатель; *11* — вентилятор; *12* — пылеугольные горелки; *13* — топка; *14* — воздухопровод

воду, циркулирующую в трубчатых экранах *2* от коллекторов *8* и *10* к коллекторам *3* и *6*, а затем к барабану парового котла и обратно в коллекторы *8* и *10*, частично охлаждаются и, пройдя газоход *5* парового котла, выходят в атмосферу. Оставшаяся после сгорания топлива зола частично выносится с дымовыми газами в атмосферу, а частично превращается в жидкий шлак, который стекает в шлаковую воронку *7*, где затвердевает и ссыпается в шахту *9*.

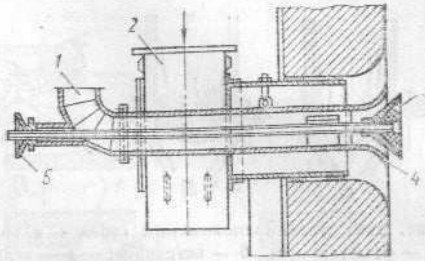


Рис. 127. Газовая горелка ОРГРЭС:

1 — центральная цилиндрическая трубка; *2* — воздуходувка-улитка; *3* — конус-рассекатель; *4* — наконечник; *5* — штурвал управления

Топливную пыль приготовляют в специальных барабанно-шаровых мельницах по индивидуальной схеме и схеме с промежуточным бункером. Угольная пыль, полученная по индивидуальной схеме, непосредственно из мельницы поступает в топку. В схеме с промежуточным бункером (рис. 126) предусмотрен запас угольной пыли, что способствует более надежной работе топки.

Топливо (уголь), загруженное в бункер *1*, под собственной тяжестью опускается вниз и, проходя через автоматические весы *2*, попадает на питатель *3*, а из него — в мельницу *4*. По воздухопроводу *14* поступает воздух, продувающий мельницу и выносящий из нее угольную пыль. Смесь воздуха и пыли направляется в сепаратор *5*, где она завихряется и от нее под действием центробежных сил отделяются частицы крупного помола, которые направляются обратно в мельницу. Из сепаратора пылевоздушная смесь засасывается вентилятором *11* и направляется в циклон *6*, куда вводится аэропыль, получающая вращательное движение. Под действием центробежных сил бо́льшая часть пыли (до 90%) оседает на стенки циклона. Далее часть пыли, пройдя через клапаны затвора *7*, направляется специальным шнеком *8* в промежуточный бункер *9*, где хранится несколько часов. Засасывание аэропыли из сепаратора и подача ее в циклон осуществляются вентилятором *11*. Неосевшая пыль в циклоне в смеси с воздухом нагнетается к топочной горелке *12*, куда из бункера *9* одновременно подается шнековым питателем *10* основная масса пылевидного топлива и необходимое количество вторичного воздуха, взятого из воздухопровода *14*. Образуется пылевоздушная смесь, которая попадает в раскаленную топочную камеру *13* и сгорает в ней.

Для пылеугольных топок часто применяют горелку ОРГРЭС (рис. 127). Аэропыль вместе с первичным воздухом поступает в центральную трубку *1*, по выходе из которой конусом разбрасывается в стороны рассекателем *3* и подхватывается вторичным воздухом, поступающим в наружную цилиндрическую трубу из воздуходувки-улитки *2*. Смесь аэропыли с воздухом поступает через

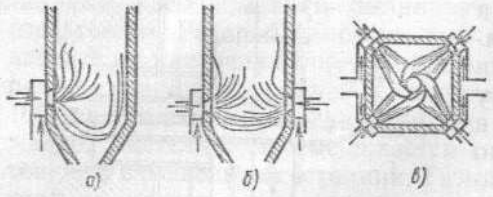


Рис. 128. План расположения горелок в топке: *а* — фронтальное; *б* — встречное; *в* — угловое

кольцевое пространство, которое образуется наконечником *4* и обмуровкой, в топочную камеру, где воспламеняется. Скорость выхода пылевоздушной смеси из горелки в топку регулируется перемещением распылителя вдоль оси корпуса, что достигается поворотом штурвала управления *5*. Пылеугольные горелки располагают в топках котлоагрегатов средней паропроизводительности фронтально (рис. 128, *а*) и встречно друг к другу (рис. 128, *б*); а в топках котлоагрегатов большой паропроизводительности — под углом (рис. 128, *в*).

Важнейшими достоинствами сжигания твердого топлива в пылевидном состоянии являются обеспечение совершенного протекания процесса сжигания топлива при минимальном коэффициенте избытка воздуха; надежная работа, легкое регулирование и управление работой топки в зависимости от нагрузки; возможность полной автоматизации управления. Все это способствует широкому использованию таких топок в котельных установках большой мощности с паропроизводительностью до 200—300 т/ч. Однако в них применяется более дорогостоящее оборудование, нежели в слоевых и камерных топках; большое количество золы уносится в дымовую трубу и атмосферу, загрязняя окружающий воздух. Для улавливания золы приходится применять дорогостоящее оборудование. Кроме того, аэропыль представляет собой взрывоопасную смесь, а поэтому обращение с ней требует соблюдения строгих мер предосторожности.

Камерные топки для сжигания жидкого и газообразного топлива. По конструкции камерные топки для сжигания жидкого и газообразного топлива не отличаются от топок для сжигания твердого пылевидного топлива; в топках для сжигания жидкого и газообразного топлива отсутствуют шлаковые воронки.

Жидкое топливо сжигается в топках в распыленном виде, для чего применяют паровые, механические и воздушные форсунки. Наиболее распространены паровые форсунки, в которых топливо распыляется струей пара. Такая форсунка (рис. 129)

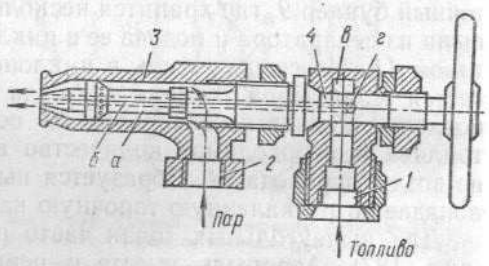


Рис. 129. Паровая форсунка:
1 — топливоподводящий патрубок; *2* — пароподводящий патрубок; *3* — корпус; *4* — шпиндель; *а* — кольцевое цилиндрическое пространство; *б* — внутренний цилиндрический канал шпинделя; *в* — кольцевая полость; *г* — прорезь

состоит из корпуса *3* с пароподводящим патрубком *2*. Внутри корпуса размещается шпиндель *4*, вдоль которого проходит внутренний цилиндрический канал *б*, соединенный прорезью *г* с топливоподводящим патрубком *1*. Между шпинделем и корпусом форсунки образовано кольцевое цилиндрическое пространство *а*, выходящее наружу форсунки узкой кольцевой щелью, образованной коническими концами шпинделя и корпуса форсунки.

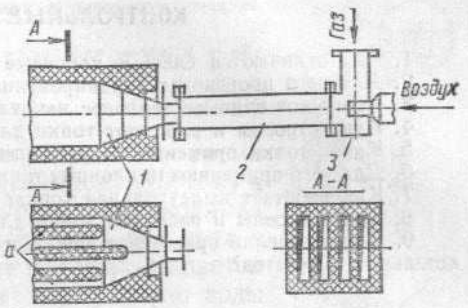


Рис. 130. Газовая беспламенная тоннельная горелка:
а — каналы тоннеля; *1* — форкамера; *2* — смесительная труба; *3* — смеситель

Топливо (мазут) в такой форсунке из топливоподводящего патрубка поступает в кольцевую полость *в*, затем через прорезь *г* во внутренний цилиндрический канал *б* шпинделя и выходит наружу. Пар под давлением до 1 МПа через подводящий патрубок поступает в кольцевое цилиндрическое пространство *а*, а из него с большой скоростью выходит через кольцевую щель в топочную камеру, увлекая вместе с собой и распыливая топливо, выходящее из канала шпинделя. Размер конической щели и скорость истечения пара можно регулировать поворотом шпинделя корпуса форсунки. Количество топлива и пара, поступающего в форсунку, регулируют вентилями, установленными на подводящих патрубках.

Производительность паровых форсунок достигает 300—400 кг/ч мазута при расходе пара 0,3—0,5 кг на 1 кг мазута.

В механических форсунках топливо распыляется с помощью специального насоса высокого давления, а в воздушных — сжатым воздухом.

Газообразное топливо подается в топку с помощью специальных газовых горелок (кольцевых, эжекторных, беспламенных тоннельного типа и др.). Достаточно совершенной можно считать беспламенную газовую горелку тоннельного типа для низкокалорийного доменного газа. Схема такой горелки приведена на рис. 130. Она состоит из смесителя *3*, соединенного посредством смесительной трубки *2* с форкамерой *1*, выходящей в камеру топки каналами-тоннелями *а*, выложенными из огнеупорного кирпича. В смеситель по отдельным трубам подводится газ и воздух. Газовоздушная смесь направляется в смесительную трубу, в которой продолжается смесеобразование, а оттуда — в форкамеру и затем в тоннели. В форкамере смесь воспламеняется и частично сгорает. Окончательное догорание топлива происходит в каналах-тоннелях, а оттуда горячие газы выходят в камеру топки.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Чем отличаются слоевые топочные устройства от камерных?
2. Для чего производят экранирование топок?
3. Что такое видимое тепловое напряжение топочного пространства?
4. Как устроены и работают топки для сжигания твердого топлива?
5. Какие топки применяют для сжигания торфа?
6. Для чего применяют циклонные топки? Как они устроены и как работают?
7. Как работает пылеугольная топка? Какие горелки в ней применяются?
8. Как устроены и работают топки для сжигания жидкого топлива?
9. Какие горелки применяют для сжигания газообразного топлива в топках котельных агрегатов?

§ 19. Паровые котлы (парогенераторы)

Паровой котел представляет собой теплообменник, в котором происходит превращение воды в пар.

Простейший цилиндрический паровой котел представлял собой цилиндр (барабан) с выпуклыми днищами, замурованный в кирпичную кладку. Нагревание и превращение воды в пар, заполняющий барабан, осуществлялось при сгорании топлива в топке, размещенной под барабаном. Такие котлы при сравнительно больших габаритах и объемах воды имели малую поверхность нагрева, омываемую дымовыми газами, малую паропроизводительность, производили пар с низкими параметрами. Они не могли удовлетворить потребностей бурно развивающейся промышленности.

Стремление увеличить поверхность нагрева с целью увеличения паропроизводительности привело к созданию котлов более совершенных конструкций. Котлостроение развивалось в направлении увеличения внутренних поверхностей нагрева котла, что привело к созданию в начале XX в. газотрубных котлов. Но и они оказались малоэффективными. В середине прошлого столетия был создан водотрубный котел, в котором наиболее развитыми стали внешние поверхности нагрева. Водотрубные котлы являются основным типом котлов современных теплоэнергетических установок.

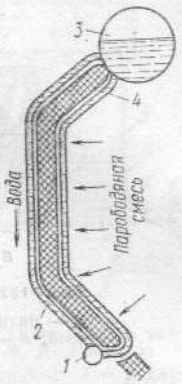
Циркуляция воды в паровых котлах. Под циркуляцией понимают непрерывное организованное движение воды и пара в паровом котле. В результате циркуляции воды происходит интенсивный перенос теплоты от поверхностей нагрева, что улучшает условия теплообмена; затрудняется отложение на поверхностях нагрева солей (накипи), ухудшающих теплообмен.

Различают естественную и принудительную циркуляцию.

Естественная циркуляция осуществляется вследствие разности плотностей воды и пароводяной смеси, а также конвективных токов, образуемых при нагревании воды. На рис. 131 показана упрощенная схема естественной циркуляции в замкнутом контуре котла, который образуют соединенные с барабаном *3* и коллектором *1* кипятильные трубы *4*, находящиеся в топочной камере, и опускные трубы *2*, расположенные снаружи. Кипятильные трубы

Рис. 131. Схема естественной циркуляции в замкнутом контуре котла:

1 — коллектор; *2* — опускная труба; *3* — барабан котла; *4* — кипятильная труба



подвергаются усиленному обогреву, в то время как опускные трубы не обогреваются. Поэтому в обогреваемых трубах образуется пароводяная смесь, имеющая меньшую плотность, чем вода в опускных трубах. В результате в трубах создается движущая сила, вызывающая циркуляцию воды в замкнутом контуре: кипятильные трубы — барабан — опускные трубы — коллектор — кипятильные трубы.

Принудительная циркуляция воды по испарительному контуру осуществляется специальными циркуляционными насосами.

Водотрубный котел представляет собой барабан или несколько барабанов, соединенных системой труб небольшого диаметра. Вода движется в трубах, омываемых снаружи дымовыми газами. Водотрубные котлы бывают горизонтальные и вертикальные.

Горизонтально-водотрубный котел системы В. Г. Шухова состоит из одного или нескольких барабанов-паросборников и пучков кипятильных труб. Нагреваясь в кипятильных трубах, вода постепенно испаряется, и пароводяная смесь поступает в коллектор, а затем в барабан-паросборник, где происходит отделение пара от воды. Отделенная от пара вода смешивается с подпиточной водой и по опускным трубам вновь направляется для нагрева в кипятильные трубы. Движение газов в котле направляется специальными кирпичными перегородками.

Котлы Шухова имели стандартизованные узлы и детали, из которых монтировались отдельные секции. В 1937 г. эти котлы были усовершенствованы Берлиным, они стали более производительными и экономичными. Однако они не удовлетворяли запросов теплоэнергетики, и на смену им пришли вертикально-водотрубные котлы.

Вертикально-водотрубные котлы характерны почти вертикальным положением кипятильных труб, ввальцованных непосредственно в барабан. Они лишены трудоемких в изготовлении и дорогостоящих соединительных камер и коллекторов, масса которых в секционных котлах составляла 30—40% массы всей парообразующей системы. Вертикальное положение труб, а также отсутствие камер и секций способствует улучшению циркуляции воды.

Вертикально-водотрубные котлы надежны в работе, в них более развиты поверхности нагрева, что дает возможность повысить их паропроизводительность и давление пара. Поэтому в настоящее время заводы выпускают только вертикально-водотрубные котлы, в основном с естественной циркуляцией воды. На первых этапах котлы строили с пятью, четырьмя и тремя барабанами (рис. 132, *а*,

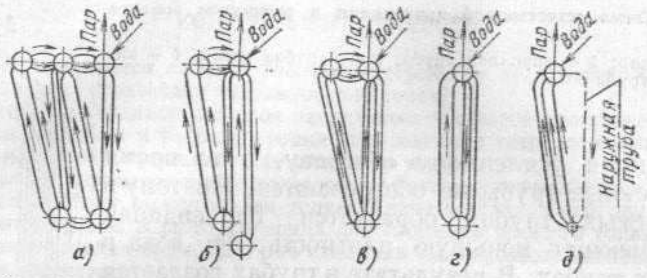


Рис. 132. Схемы вертикально-водотрубных котлов:

а — пятибарабанный; *б* — четырехбарабанный; *в* — трехбарабанный; *г* — двухбарабанный; *д* — однобарабанный

б и *в*), а затем число барабанов было уменьшено до двух и одного (рис. 132, *г* и *д*). Современные вертикально-водотрубные котлы (рис. 133) средней и большой паропроизводительности строят только однотрубными с очень развитой системой кипятильных труб (экранов), которые являются эффективными поверхностями нагрева.

Холодная вода по опускным трубам *6* опускается к двум коллекторам *5*, в которые ввальцованы подъемные трубы *7*, где идет интенсивное парообразование от теплоты излучения пламени топки и конвективного теплообмена с топочными газами. Пар собирается в паровом пространстве барабана *1*, а из него по паропроводу направляется в пароперегреватель *2* и к потребителям. Вода, собранная в водяном пространстве барабана, смешивается с питательной водой, поступившей из экономайзера *3*, и по опускным трубам поступает в коллекторы *5*, а из них обратно в подъемные *7* и кипятильные *8* трубы конвективного пучка и т. д.

Дымовые газы по пути к выходу в дымовую трубу отдают теплоту трубам экранов и конвективному пучку труб, пароперегревателю, экономайзеру, воздухоподогревателю *4* и другим теплообменникам. Котлы с естественной циркуляцией работают при давлении пара не выше 19 МПа. При высоких и сверхвысоких давлениях плотность пара приближается к плотности воды, и осуществить в этих условиях надежную естественную циркуляцию весьма сложно. Кроме того, значительно увеличивается стоимость барабана. В связи с этим для работы при высоких и сверхвысоких давлениях промышленность выпускает прямоточные котлы с принудительной циркуляцией.

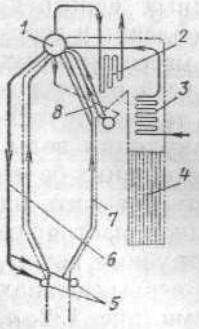


Рис. 133. Схема современного вертикально-водотрубного котла:

1 — барабан; *2* — пароперегреватель; *3* — экономайзер; *4* — воздухоподогреватель; *5* — коллекторы; *6* — опускные трубы; *7* — подъемные трубы; *8* — конвективный трубный пучок

Первый в мире *прямоточный котел* высокого давления и большой паропроизводительности (на давление 13,75 МПа с перегревом пара до 540 °С, паропроизводительностью 55 кг/с) системы Л. К. Рамзина был построен в нашей стране и вступил в эксплуатацию в 1933 г. Такой котел представляет собой систему непрерывно нагреваемых горячими газами последовательно расположенных труб (змеевиков) конвективного экономайзера *6*, (рис. 134), экранных труб *1*, радиационного *2* и конвективного *3* пароперегревателей.

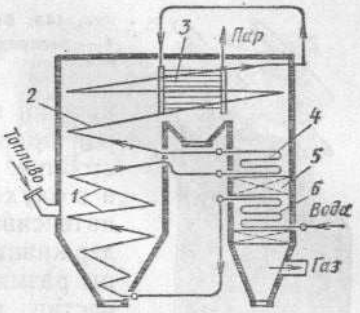


Рис. 134. Схема прямоточного котла конструкции Л. Д. Рамзина:

1 — экранные трубы; *2* — радиационная часть пароперегревателя; *3* — конвективная часть пароперегревателя; *4* — переходная зона; *5* — воздухоподогреватель; *6* — конвективный экономайзер

Вода от насосов через конвективный экономайзер поступает в змеевик экранных труб *1*. Поднимаясь по экранным трубам, вода постепенно нагревается до температуры кипения и испаряется. Пароводяная смесь (при содержании пара 70—75%) поступает в переходную зону *4*, где вода окончательно испаряется с выпадением из нее минеральных солей — накипеобразователей. В этой зоне выпадение солей и отложение накипи на стенках труб менее опасно, чем в экранных трубах *1*, так как температура здесь ниже, чем в топке котла. Из переходной зоны насыщенный пар поступает в радиационный *2*, а затем в конвективный *3* пароперегреватели и к потребителям. Таким образом, в прямоточных котлах весь процесс от начала поступления воды в котел и до выдачи перегретого пара потребителям осуществляется прямым током, т. е. с кратностью циркуляции воды, равной единице. Для питания прямоточных котлов применяют конденсат, а естественная убыль воды компенсируется химически чистой водой, чтобы предотвратить возможность образования накипи.

В СССР для тепловых (паротурбинных) электростанций с мощностью энергетических агрегатов до 200 МВт применяют чаще всего *барабанные котлы с естественной многократной циркуляцией*, а также прямоточные котлы.

В последние годы все большее распространение получают прямоточные котельные агрегаты с закритическими параметрами пара (22 МПа и 570°С) паропроизводительностью 266 кг/с для блока с турбиной мощностью 300 МВт, 440 кг/с — для блока 400 МВт, 695 кг/с — для блока 800 МВт. Дальнейшее развитие котлостроения предусматривает разработку и внедрение котельных агрегатов для блоков мощностью 1500—2500 МВт, а также внедрение более совершенных методов сжигания различных видов топлива, как, например, сжигание ископаемых углей в «кипящем слое». Суть этого метода заключается в следующем: под слой угольной

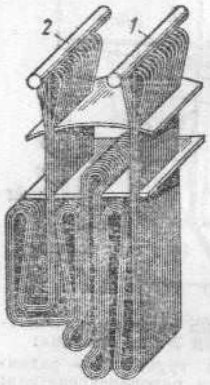


Рис. 135. Вертикальный пароперегреватель:
1 — распределительный коллектор; *2* — собирательный коллектор

крошки подается сильная струя воздуха, которая приводит слой топлива во взвешенное состояние. Непрерывное движение частиц топлива в воздухе обеспечивает их быстрое сгорание и интенсивную теплоотдачу, что позволяет поддерживать температуру в слое ниже температуры размягчения золы и спекания несгораемых частиц топлива.

Дополнительные поверхности нагрева и вспомогательные устройства. *Пароперегреватели* состоят из большого числа змеевиковых стальных труб небольшого диаметра, соединенных в одно целое с помощью коллекторов. Наибольшее распространение получили вертикальные пароперегреватели (рис. 135). В них насыщенный пар из парового котла поступает к распределительному коллектору *1*, а затем, пройдя систему труб, перегретый пар выходит в собирательный коллектор *2*.

В зависимости от размещения по зонам котельного агрегата пароперегреватели подразделяют на радиационные, конвективные и комбинированные. Радиационные пароперегреватели размещают в топочном пространстве котлоагрегата, где теплообмен между горячими газами и стенками труб пароперегревателя осуществляется главным образом излучением. Конвективные пароперегреватели размещают в газоходах котлоагрегата, где основной теплообмен осуществляется конвекцией. В современных котельных агрегатах высокого и сверхвысокого давления применяют комбинированные паронагреватели, в которых пар вначале поступает в конвективную, а затем в радиационную части.

В зависимости от направления потоков пара и дымовых газов пароперегреватели подразделяют на противоточные (рис. 136, *а*), прямоточные (рис. 136, *б*) и комбинированные (рис. 136, *в*).

В противоточном пароперегревателе пар нагревается дымовыми газами со все возрастающей температурой, что способствует

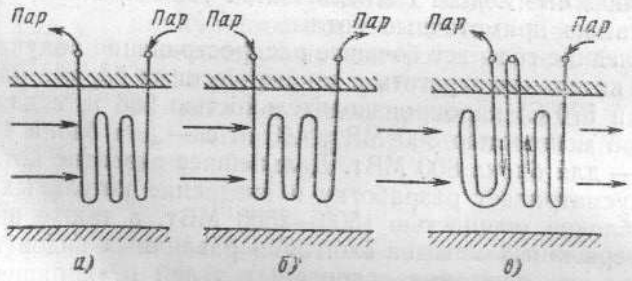
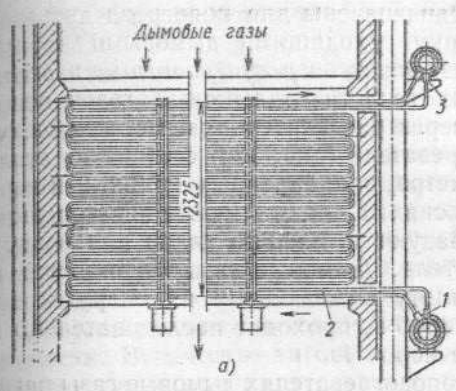


Рис. 136. Схема движения газов и пара в пароперегревателе:
а — противоток; *б* — прямоток; *в* — смешанный поток



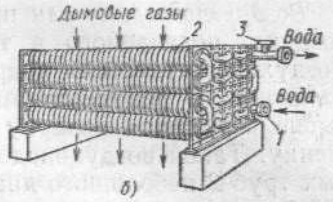


Рис. 137. Экономайзеры:
а — стальной; *б* — чугунный; *1* и *3* — коллекторы; *2* — трубы

более полному использованию теплоты дымовых газов. Однако при этом последние по ходу пара змеевики-трубы сильно перегреваются, что ограничивает применение таких пароперегревателей в котельных агрегатах с температурой перегрева пара не выше 723 К.

В прямоточном пароперегревателе первые витки труб (по ходу движения пара) омываются наиболее горячими дымовыми газами, поэтому в начале пароперегревателя создается наибольшая разность температур газа и пара, а в конце — наименьшая. При испарении влаги из насыщенного пара содержащиеся в нем соли откладываются в первых витках труб, что приводит к повышенному накипеотложению и пережогу передних витков труб пароперегревателя.

Эти пароперегреватели более широко применяют в котельных агрегатах с температурой перегрева пара более 720 К.

Экономайзеры применяют для предварительного нагрева питательной воды уходящими из котла дымовыми газами. Экономайзеры бывают стальными и чугунными: стальной (рис. 137, *а*) — состоит из змеевиков труб *2*, соединенных с коллекторами *1* и *3*; чугунный (рис. 137, *б*) изготовляют из отдельных чугунных труб *2*, чаще с тонкими круглыми ребрами. Трубы соединены между собой с помощью чугунных колец. Снаружи трубы омываются дымовыми газами, а внутри прокачивается вода. Экономайзеры устанавливают за последним газоходом котла.

В зависимости от степени нагрева воды различают некипящие и кипящие экономайзеры. В некипящих экономайзерах нагрев питательной воды производится до температуры на 30—40 К ниже температуры кипения в котле; в кипящих — происходит не только подогрев, но и испарение 15—20% воды. Стальные экономайзеры применяют в котельных агрегатах среднего и высокого давления; чугунные — только в котельных агрегатах низкого давления (до 2,25 МПа).

Наличие экономайзера снижает расход топлива на 5—10% и значительно повышает экономичность всего котельного агрегата.

Воздухоподогреватели предназначены для подогрева дутьевого воздуха, подаваемого в топку уходящими дымовыми газами. Воздухоподогреватели подразделяют на *рекуперативные* и *регенеративные*. В рекуперативных теплота от дымовых газов непрерывно передается воздуху через разделительную металлическую стенку. Такой воздухоподогреватель (рис. 138) состоит из стальных труб *2* небольшого диаметра, закрепленных концами в верхней *3* и нижней *7* трубных досках. Промежуточные перегородки *5* и перепускные короба *4* образуют несколько ходов для воздуха по высоте воздухоподогревателя. Дымовые газы опускаются по трубам, которые отдают теплоту омывающему их снаружи воздуху. Воздух входит через короб *6*, проходит последовательно по всем трем зонам и выходит в короб *1*.

В регенеративных воздухоподогревателях дымовые газы нагревают металлическую насадку, которая затем передает теплоту воздуху. Воздухоподогреватель представляет собой медленно вращающийся ротор *1* (рис. 139) с набивкой *4* из тонких гофрированных стальных листов, заключенных в стальной кожух *5*. К кожуху присоединены патрубки *3* для воздуха и *2* — для дымовых газов. При вращении ротор поочередно переходит то через газовый, то через воздушный поток. Проходя через газовый поток, ротор нагревается теплотой дымовых газов, а проходя через воздушный поток, — отдает теплоту воздуху. Регенеративный подогреватель имеет меньшую массу, чем рекуперативный, но требует очень тщательного уплотнения во избежание перетока воздуха в газовый тракт.

Тяговые устройства обеспечивают непрерывный приток воздуха в зону горения топлива и отвод дымовых газов путем созда-

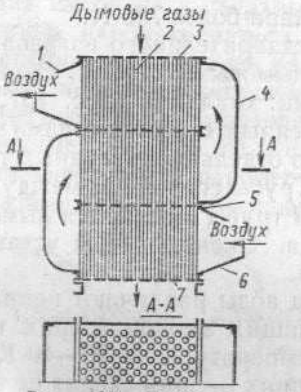


Рис. 138. Рекуперативный трубчатый трехходовой воздухоподогреватель:

1 — выходной короб; *2* — трубы; *3* — верхняя трубная доска; *4* — перепускной короб; *5* — промежуточная перегородка; *6* — входной короб; *7* — нижняя трубная доска

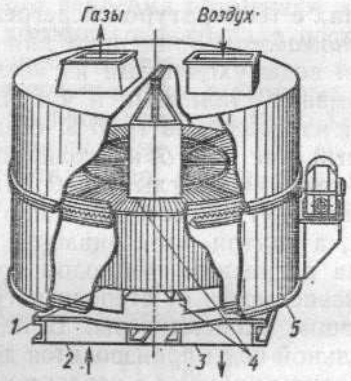


Рис. 139. Регенеративный воздухоподогреватель:

1 — ротор; *2* — патрубок для дымовых газов; *3* — патрубок для воздуха; *4* — набивка; *5* — кожух

ния требуемого разрежения. Тяга может быть *естественной* и *искусственной*.

Естественная тяга создается устройством, представляющим собой дымовые трубы высотой 30—40 м (металлические) и 150—200 м (кирпичные и железобетонные). Создание тяги обусловливается различной плотностью дымовых газов, заполняющих дымовую трубу. Сила тяги тем больше, чем выше дымовая труба и чем больше разность между температурой дымовых газов и окружающего воздуха. Естественная тяга проста в устройстве и эксплуатации, но не обеспечивает получение тяги большой силы; применяется в котельных малой мощности.

Искусственная тяга создается в котельных средней и большой мощности. В качестве тягового устройства применяют дымососы, работающие по принципу вентиляторов, приспособленных к условиям повышенных температур и запыленности газов летучей золой. Дымосос засасывает газы из дымоходов котельного агрегата и вытесняет их в дымовую трубу.

Дутьевое устройство представляет собой центробежный вентилятор, подающий воздух по воздуховодам и распределительным устройствам, а оттуда к колосниковым решеткам топки и непосредственно в топочное пространство (вторичный воздух). Кроме того, воздух подается в мельницы для подсушки и подачи пыли в камерную топку.

Питательные устройства и водоподготовка. Для *питания* котлов водой применяют центробежные или поршневые (для малой мощности) насосы. Котельные установки оборудуют резервными паровыми насосами общей производительностью, равной установленной мощности котлов на случай отключения электроэнергии.

Водоподготовка сводится к предварительной обработке питательной воды для придания ей качеств, при которых обеспечивается высокопроизводительная и высокоэффективная работа котельных агрегатов.

Природная вода содержит растворенные газы, минеральные соли, органические вещества и твердые механические частицы. Растворенные газы (кислород и углекислый газ) вызывают повышенную коррозию металла, механические примеси загрязняют внутреннюю поверхность котла и ухудшают теплопередачу, а растворенные минеральные соли кальция и магния при нагревании воды выпадают в осадок, образуя на поверхности котла трудноудалимый твердый слой, называемый накипью. Накипь, имея очень малую теплопроводность, ухудшает передачу теплоты нагреваемой воде.

О количестве солей кальция и магния: $Ca(HCO_3)_2$, $Mg(HCO_3)_2$, $CaSO_4$, $MgSO_4$, $CaCl_2$, $MgCl_2$ и др., содержащихся в воде, судят по ее жесткости, определяют химическим анализом и выражают в миллиграмм-эквивалентах на 1 л (1 мг-экв/л соответствует содержанию 20,04 мг Ca или 13,16 мг Mg в 1 л воды).

Для удаления из питательной воды кислорода и других газов производят ее деаэрацию (например, подогрев воды до кипения) и отводят выделяющиеся из нее газы. Для удаления механических примесей воду отстаивают и пропускают через фильтры с кварцевым песком, мраморной крошкой, мелким гравием и др.

Жесткость воды уменьшают термическим или химическим способом. При термическом способе (дистилляции) вода испаряется в специальных испарительных установках с последующей конденсацией. Этим способом готовят питательную воду для прямоточных котлов, а также котлов высокого и сверхвысокого давления. Наиболее распространенным является химическое умягчение воды методом катионирования. При катионировании воду пропускают через фильтры, заполненные катионитами, в качестве которых применяют катионитовую смолу в виде гранул или сульфоуголь (бурый уголь, обработанный дымящей серной кислотой). В результате соли кальция и магния, находящиеся в воде, превращаются из малорастворимых в хорошо растворимые соли натрия, которые не выпадают в осадок. Такой способ умягчения воды называют докотловым.

В котлах низкого давления (до 1,5 МПа) распространено умягчение воды непосредственно в паровом котле, для чего в воду вводят специальные вещества, называемые антинакипинами. Антинакипины вступают в реакцию соединения с солями жесткости воды и выводят их в осадок, который выпадает в виде шлама. При продувке котла шлам удаляют. В качестве антинакипинов применяют едкий натр (NaOH), тринатрийфосфат (Na_3PO_4) и др.

Продувку парового котла осуществляют для удаления из котла некоторой части котловой воды с растворенными в ней солями и излишней щелочи, накопившейся в воде. Продувка позволяет поддерживать желаемое качество котловой воды и бороться с загрязнением насыщенного пара. Различают *непрерывную* и *периодическую* продувку.

Непрерывную продувку применяют для удаления из котловой воды избыточной щелочи, которая способствует развитию межкристаллитной коррозии металла и возможному «запениванию» воды в котле. Непрерывная продувка заключается в непрерывном отводе котловой воды из парового котла. При этом количество продуваемой воды составляет около 1,5% паропроизводительности котла. Отбор воды из котла при непрерывной продувке производят у зеркала испарения, где концентрация щелочи наибольшая. Непрерывную продувку применяют в котлах средней и большой паропроизводительности.

Основная цель периодической продувки — удаление из котла шлама и котловой воды с наибольшим солесодержанием. Места отбора воды — самые нижние точки котла. Продувку производят при давлении не выше 0,3 МПа. Количество воды, расходуемой при периодической продувке, не превышает 1,5% паропроизводительности котла.

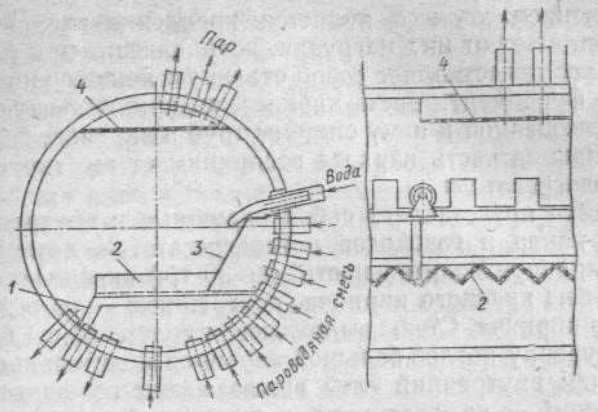


Рис. 140. Сепарационное устройство ОРГРЭС:
1 — козырек; *2* — волнистый дырчатый лист; *3* — стальной лист; *4* — плоский дырчатый лист

Для предотвращения уноса котловой воды паром в процессе парообразования и устранения его загрязнения минеральными солями и другими нежелательными примесями осуществляют *сепарацию пара*. Процесс парообразования в паровом котле сопровождается выносом мелких частичек воды, содержащей небольшое количество солей, которые, постепенно откладываясь на внутренней поверхности пароперегревателя, образуют слой накипи, приводящей к повреждению его трубок. Кроме того, накипь откладывается на рабочих лопатках паровой турбины, что приводит к ухудшению условий работы турбины, снижению ее мощности и КПД.

Во избежание выноса большого количества капелек воды в паровое пространство внутри его устанавливают направляющий стальной лист *3* (рис. 140) и волнистый дырчатый лист *2* с козырьком *1*. Пульсация потока пароводяной смеси, поступающей в барабан, несколько выравнивается, и зеркало испарения делается более «спокойным». Пар перед поступлением в паровое пространство проходит через отверстия в волнистом дырчатом листе и освобождается от влаги. Более полное освобождение пара от частиц воды осуществляется при проходе пара через дырчатый лист *4*.

Ступенчатое испарение котловой воды с большим содержанием солей заключается в последовательно ступенчатом прохождении воды в барабане, разделенном перегородками. В первой ступени основная часть воды испаряется, а оставшаяся вода с повышенной концентрацией солей поступает в последующие ступени, где происходит дальнейшее ее испарение. Остаток воды с большой концентрацией солей удаляется при общей продувке котла. Ступенчатое испарение воды позволяет использовать воду с несколько большей жесткостью, уменьшить продувку и повысить КПД котлоагрегата.

Назначением *каркаса* является крепление элементов котла. Он воспринимает от них нагрузки, возникающие при работе агрегата. Каркас представляет собой стальную конструкцию, опирающуюся на фундамент. Часть каркаса, воспринимающую вес барабана и подвешенной к нему системы труб и экранов, делают более мощной. Задняя часть каркаса воспринимает вес экономайзера и воздухоподогревателя.

Обмуровка представляет собой наружные и внутренние стены топочных камер и газоходов котлоагрегата. У котлов малой и средней паропроизводительности (до 30 т/ч) внешнюю обмуровку выполняют из красного кирпича, внутреннюю — из огнеупорного шамотного кирпича. Стены выкладывают толщиной в 1,5—2,5 кирпича. Обмуровку котлов большой паропроизводительности делают трехслойной: внутренний слой выкладывают из шамотного кирпича, средний — из диатомита и наружный — из совелитовых плит толщиной 30—50 мм. Снаружи обмуровку уплотняют обшивкой из стальных листов толщиной 2—3 мм.

Арматура, измерительные устройства и гарнитура паровых котлов.

Предохранительный клапан служит для сигнализации и автоматического выпуска из котла излишков пара при повышении давления в нем выше заданного. На каждый паровой котел устанавливают не менее двух предохранительных клапанов: рабочий и контрольный. Отрегулированы они на срабатывание при давлении, превышающем на 3—10% расчетное.

Обратный клапан служит для пуска воды в паровой котел и предотвращения слива воды в питательную трубу при выключении питательного насоса. Устанавливают его на водяной магистрали котла.

Парозапорные вентили и задвижки разъединяют при необходимости котел и паропровод. Их устанавливают на паропроводе между паровым котлом, пароперегревателем и потребителем.

Манометры дают возможность контролировать давление пара в котле и его элементах. Между манометром и котлом устанавливают трехходовой кран, позволяющий проверять правильность показаний рабочего манометра с помощью контрольного.

Водоуказатели служат для контроля за уровнем воды в паровом котле. Применяют водоуказатели с круглыми или плоскими рифлеными стеклами.

Пробные краны дают возможность контролировать наивысший и нижний допустимый уровень воды в котле.

К *гарнитуре* котла относятся шиберы, лазы, дверцы и люки-гляделки в обмуровке, обдувочные и другие устройства, облегчающие обслуживание и ремонт котлоагрегата.

Золоудаление, золоулавливание и очистка дымовых газов. При сгорании твердого топлива зола только частично осаждается в топке; бóльшая ее часть уносится дымовыми газами наружу, через дымовую трубу. Так, унос золы в камерных топках с твердым шлакоудалением составляет 85—90%, а с жидким шлакоудалением — 50—60%. В слоевых топках количество золы, унесенной дымовыми газами, составляет около 20%.

Золоудаление. Зола из топки удаляется в виде шлака в специальные шлаковые воронки, а оттуда — в бункеры. Во второй бункер поступает зола, удаляемая золоуловителями из дымовых газов. Удаление золы и шлака из бункеров производят механическим, гидравлическим, пневматическим и пневмо-гидравлическим способами. При механическом способе зола и шлак из бункера спускаются в вагонетки или транспортеры, которыми транспортируются на свалку или на специальные заводы, где используются для изготовления строительных материалов. Механический способ применяют только для малых котельных установок. При гидравлическом способе зола и шлак из бункеров вымываются водой в виде пульпы (смесь золы и шлака с водой), а затем насосами эта смесь подается на специально оборудованный отвал. При недостатке воды или территории для отвала применяют пневматический способ. При пневматическом способе шлак из бункера поступает на шлакодробилку, а из нее сжатым воздухом подается в трубопровод, куда одновременно подается и зола из бункера, а затем — в циклон, где шлак и зола выпадают из потока воздуха и поступают в сборный циклон. Оттуда золо-шлаковая смесь поступает в железнодорожный вагон. Гидропневматический способ удаления золы и шлака представляет собой сочетание гидравлического и пневматического способов: шлак удаляют гидравлическим, а золу — пневматическим способом.

Золоулавливание. Выносимая дымовыми газами зола оказывает вредное действие на окружающую среду. Кроме того, проходя газоходы и дымососы, она приводит к быстрому их разрушению (особенно лопаток и корпуса дымососов). Поэтому в настоящее время котельные установки оборудуют золоулавливающими устройствами, устанавливаемыми, как правило, перед дымососами. На рис. 141 показана схема сухого инерционного золоуловителя — циклона.

Благодаря тангенциальному подводу через улитку *1* к корпусу *2* циклона дымовые газы совершают вращательное движение и движутся вниз. Твердые частицы золы под действием центробежных сил отбрасываются к стенкам корпуса и падают в бункер, а дымовые газы под действием сил тяги меняют направление движения на 180° и поступают в выходной патрубок и через дымовую трубу выходят в атмосферу.

В мокром инерционном золоуловителе конструкции Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ) (рис. 142) дымовые газы, поступая в патрубок *1* и проходя через прутковую решетку *2*, смоченную водой, оставляют на ней частички золы. Затем при входе в корпус *5* дымовые газы получают тангенциальное движение. Частички золы, отбрасываясь к стенкам корпуса, прилипают к водяной пленке, покрывающей внутреннюю поверхность корпуса, и

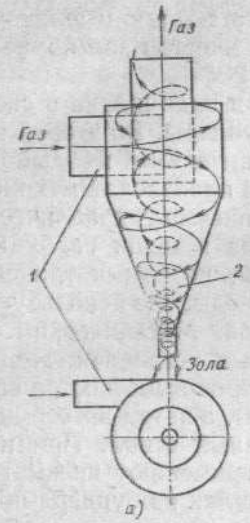


Рис. 141. Циклон НИИОГАЗ:
1 — подводящий патрубок-улитка; *2* — корпус циклона

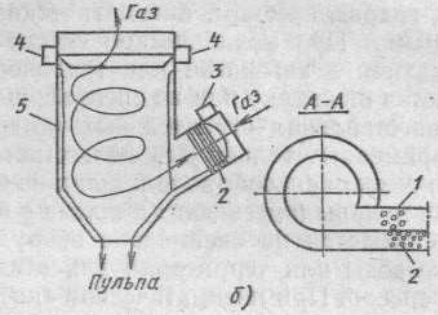


Рис. 142. Мокрый инерционный золоуловитель системы БТИ:
1 — патрубок; *2* — прутковая решетка; *3* и *4* — форсунки; *5* — корпус

потоком воды, впрыскиваемой форсунками *3* и *4*, смываются с прутковой решетки, а также со стенок корпуса и удаляются из золоуловителя наружу. Очищенные дымовые газы выходят через дымовую трубу в атмосферу. Мокрые инерционные золоуловители не пригодны для котельных, в которых сжигаются сернистые топлива, так как образующаяся серная кислота вызывает коррозию металла.

Наибольшую степень очистки дымовых газов обеспечивают электрофильтры. Трубчатый корпус *1* электрофильтра является одновременно осадительным электродом (рис. 143). Внутри него протянута проволока *2* диаметром 1—3 мм. Входной и выходной патрубки имеют отключающие заслонки *3*. Электрофильтр работает от сети постоянного тока напряжением 35—70 кВ. Корпус (труба) получает положительный, а проволока — отрицательный заряд. Дымовые газы, проходя в электрическом поле высокого напряжения, ионизируются, и частички золы заряжаются отрицательно. Взаимодействуя с положительно заряженным корпусом, частички золы оседают на его внутренней поверхности. При периодическом закрытии отключающих заслонок *3* с одновременным выключением золоуловителя от электрической сети и обстукивании корпуса приспособлением *4* частички золы осыпаются со стенок в бункер *5*.

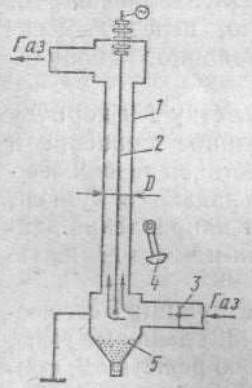


Рис. 143. Электрофильтр:
1 — корпус; *2* — проволока; *3* — отключающая заслонка; *4* — приспособление для обстукивания; *5* — бункер

Из-за сложности устройства, громоздкости и высокой стоимости их применяют только в высокопроизводительных котельных установках.

Очистка дымовых газов. При сжигании топлива с большим содержанием серы с дымовыми газами выделяется большое количество сернистого ангидрида SO_2, который губительно действует на живые организмы и растения. Очистку дымовых газов от SO_2 можно производить аммиаком. При этом сернистый ангидрид вступает в реакцию с аммиаком, образуя сернистые соединения, которые широко применяются в химической промышленности.

Автоматическое управление котельным агрегатом и система защиты. Управление котельным агрегатом основано на автоматическом регулировании важнейших рабочих процессов, системе защиты блокировки и сигнализации. Необходимость автоматического регулирования технологическим процессом производства пара диктуется большой скоростью протекания этих процессов, при которой достичь стабильных режимов работы агрегата при ручном управлении невозможно. Автоматическое регулирование увеличивает безопасность, надежность, экономичность работы агрегата, позволяет резко сократить количество обслуживающего персонала. В современных котельных агрегатах большой паропроизводительности применяют автоматическое регулирование уровня воды в барабане, процесса горения, температуры перегретого пара, солесодержания котловой воды, разрежения.

Современные котельные агрегаты оборудованы системой защиты. В нее входят предохранительные клапаны, устанавливаемые на барабане и выходном коллекторе пароперегревателя; устройства, автоматически и аварийно останавливающие работу котла при уменьшении уровня воды в барабане или перепитке котла, при разрыве кипятильных или экранных труб и т. д. В газоходах котлов с камерными топками и в верхней части топки устанавливают клапаны, срабатывающие при повышении давления в топке в результате вспышек или хлопков, происходящих иногда при пуске горелки, отрыве пламени и т. п.

Современные мощные котлы оборудованы системой сигнализации — звуковой и световой, предупреждающей обслуживающий персонал об имеющихся нарушениях нормального режима работы установки. Это специальные сигнализаторы предельных уровней воды в барабане, предельной температуры перегрева пара, минимального напора питательной воды в магистрали и т. д.

Большинство автоматических устройств блокированы таким образом, что исключается возможность нарушения последовательности определенных операций. Например, не может произойти автоматического отключения дымососа без предварительного отключения дутьевого вентилятора (при отсутствии запасного параллельно работающего дымососа), а также системы топливоподачи и топливоподготовки и т. п.

Работой современного котельного агрегата управляют со щита управления котла, на котором сосредоточены и смонтированы необходимые контрольно-измерительные приборы, многие из которых самозаписывающие. На щите установлены переключатели, с помощью которых управление переводится с дистанционного на автоматическое и которые позволяют машинисту котла вмешиваться в работу регулирующих приборов и вносить необходимые коррективы.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как устроен и работает современный водотрубный котел? Расскажите о роли циркуляции воды в современном котле.
2. Какова отличительная особенность устройства и работы прямоточных котлов?
3. Каково назначение и устройство пароперегревателя?
4. Для чего служат экономайзеры и воздухоподогреватели?
5. В чем заключается водоподготовка?
6. Для чего производят продувку котла? Какие способы продувки вам известны?
7. Как предотвращается унос котловой воды вместе с паром?
8. Для чего служат каркас и обмуровка котла?
9. Что составляет арматуру и гарнитуру парового котла?
10. Расскажите о современных способах золо- и шлакоудаления.
11. Расскажите об автоматическом управлении и системе защиты котельных агрегатов.

Глава 7

КОМПРЕССОРЫ, ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ

§ 20. Компрессоры

Во многих отраслях промышленности широко применяют сжатый воздух и другие сжатые газы. Для сжатия и перемещения газов служат машины, называемые компрессорами. Увеличение потенциальной энергии газов в компрессорах происходит в результате механической работы двигателя, приводящего в действие компрессор. Различают поршневые, осевые, центробежные, ротационные, струйные компрессоры.

Сжатие газа в компрессоре. Рассмотрим рабочий процесс одноступенчатого поршневого компрессора (рис. 144). В цилиндре *1* совершает возвратно-поступательное движение поршень *4*. При движении поршня вправо в результате разности наружного давления и давления внутри цилиндра открывается всасывающий клапан *3*, и в цилиндр поступает воздух или газ. При обратном ходе поршня всасывающий клапан закрывается и газ в цилиндре сжимается. При достижении определенного давления открывается нагнетательный клапан *2*, и газ при постоянном давлении выталкивается поршнем из цилиндра. Затем давление в цилиндре падает, в результате чего под действием пружины нагнетательный клапан закрывается. Все процессы повторяются. Из-за сложности процессов, протекающих в реальном компрессоре, рассмотрим так называемый идеальный компрессор, в котором все процессы равновесные, отсутствуют потери давления при прохождении газа через клапан, утечки газа, трение между поршнем и цилиндром, а также вредное пространство, т. е. поршень в крайнем положении подходит к плоскости крышки (головки) цилиндра вплотную.

Процесс всасывания газа в идеальном компрессоре в координатах p, V изображен линией *4—1* (рис. 145). Этот процесс протекает при постоянном давлении p_1. Линия *1—2* соответствует процессу сжатия газа до давления p_2. Процесс сжатия в зависимости от количества отведенной теплоты может быть изотермическим, политропным или адиабатным (соответственно линии *1—2'*, *1—2''*, *1—2*). Процесс нагнетания изображен линией *2—3*. Падение давления от p_2 до p_1 в конце нагнетания соответствует условному процессу *3—4*. Площадь S_{1234} диаграммы соответствует работе, потребляемой компрессором. Эта работа — наименьшая при изотермическом сжатии. Процесс сжатия изотермический, если коли-

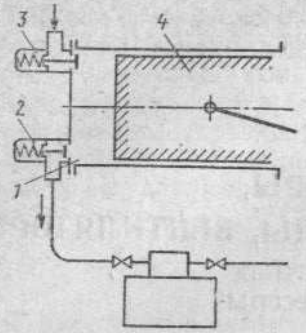


Рис. 144. Схема простейшего одноступенчатого компрессора:
1 — цилиндр; *2* — нагнетательный клапан; *3* — всасывающий клапан; *4* — поршень

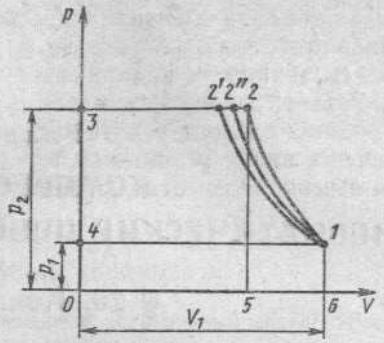


Рис. 145. Диаграмма работы идеального поршневого компрессора

чество отводимой теплоты эквивалентно работе сжатия, что возможно при весьма интенсивном охлаждении компрессора. Практически изотермическое сжатие в компрессоре не достигается. Действительный процесс сжатия в компрессоре обычно является политропным.

Определим теоретическую работу, потребляемую компрессором, пользуясь диаграммой. Эта работа выражается площадью S_{1234} диаграммы и может быть представлена как алгебраическая сумма работ сжатия, нагнетания и всасывания: $S_{1234} = S_{1256} + S_{23052} - S_{1406}$. Работа всасывания ($S_{1406}$) совершается внешним давлением и равна p_1v_1. Работа сжатия (S_{1256}) для политропного процесса с показателем политропы n определяется уравнением $l_{сж} = \frac{1}{n-1}(p_2v_2 - p_1v_1)$.

Результирующая работа, потребляемая компрессором:

$$l_0 = \frac{1}{n-1}(p_2v_2 - p_1v_1) + p_2v_2 - p_1v_1 = \left(1 + \frac{1}{n-1}\right)(p_2v_2 - p_1v_1) = \frac{n}{n-1}(p_2v_2 - p_1v_1). \quad (244)$$

Учитывая, что $v_2 = v_1\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}}$, уравнение (244) после некоторых преобразований можно представить в виде

$$l_0 = \frac{n}{n-1}p_1v_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]. \quad (245)$$

При адиабатном процессе работа сжатия $l_{сж} = \frac{1}{k-1} \times (p_2v_2 - p_1v_1)$.

Работа, потребляемая компрессором при адиабатном сжатии:

$$l_a = \frac{k}{k-1}p_1v_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]. \quad (246)$$

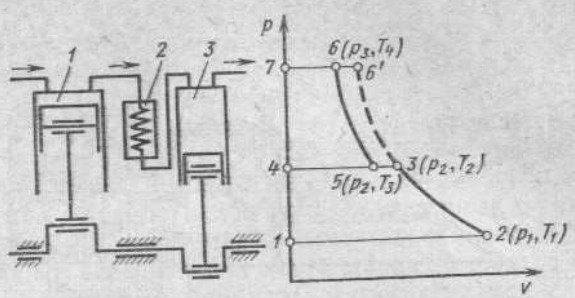


Рис. 146. Схема и диаграмма работы двухступенчатого поршневого компрессора:
1 — цилиндр низкого давления; *2* — промежуточный холодильник; *3* — цилиндр высокого давления

При изотермическом сжатии работа, потребляемая компрессором, равна работе изотермического сжатия:

$$l_0 = l_{сж} = 2{,}303p_1v_1\lg\frac{p_2}{p_1}. \quad (247)$$

Рассматривая в формулах (245)—(247) объем V_1 как производительность компрессора в м³/с, получим работу, потребляемую компрессором за 1 с.

Рабочий процесс многоступенчатого компрессора. В одноступенчатых компрессорах степень повышения давления ограничена (не более 800 кПа). Для получения более высоких давлений сжатие газов производят в многоступенчатых компрессорах. Для понижения температуры газа и приближения процесса сжатия к изотермическому газ охлаждают в специальных холодильниках-теплообменниках. Схема двухступенчатого компрессора и теоретическая диаграмма его работы изображены на рис. 146. При давлении p_1 газ засасывается в цилиндр низкого давления *1* (кривая *1—2*), сжимается в нем до давления p_2 (кривая *2—3*) и направляется в холодильник *2* (кривая *3—4*). В холодильнике газ при постоянном давлении p_2 охлаждается до температуры начала сжатия в цилиндре низкого давления, при этом объем газа уменьшается. Затем газ засасывается в цилиндр высокого давления *3* (кривая *4—5*), сжимается в нем до давления p_3 (кривая *5—6*) и нагнетается в специальный баллон (кривая *6—7*). Промежуточное охлаждение газа уменьшает работу, потребляемую компрессором, на величину, соответствующую площади $S_{536'65}$.

Устройство и работа поршневых компрессоров. Одним из недостатков поршневых компрессоров является ограниченность скорости движения поршня из-за наличия инерционных сил. Поэтому компрессоры большой производительности имеют значительные размеры цилиндров. На рис. 147 приведен продольный разрез горизонтального одноступенчатого поршневого компрессора двойного действия. В этом компрессоре обе полости цилиндра 7 являются рабочими. Следовательно, при каждом ходе поршня в од-

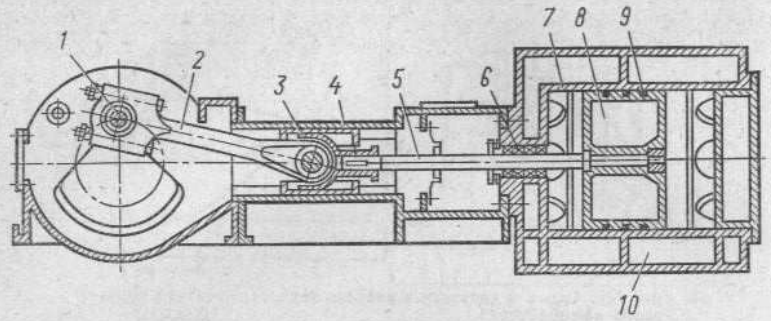


Рис. 147. **Горизонтальный одноступенчатый поршневой компрессор двойного действия:**
1 — кривошип; *2* — шатун; *3* — ползун; *4* — направляющая; *5* — шток; *6* — сальниковое уплотнение; *7* — цилиндр; *8* — поршень; *9* —поршневое кольцо; *10* — рубашка охлаждения

ной полости цилиндра происходит всасывание газа, а в другой — одновременно протекают процессы сжатия и нагнетания. Поршень *8* получает движение от двигателя при помощи кривошипно-шатунного механизма. Основные части кривошипно-шатунного механизма следующие: шток *5*, шатун *2*, ползун *3*, соединяющий шарнирно шток с шатуном и движущийся в направляющих *4*, кривошип *1*. Для предотвращения перетечек газа через зазор между цилиндром и поршнем в канавках поршня установлены уплотняющие кольца *9*. В месте прохода штока в цилиндре имеется сальниковое уплотнение *6*. Цилиндр окружен водяной рубашкой *10*. В действительном компрессоре протекающие процессы неравновесны. Кроме того, в конце процесса нагнетания в этом пространстве остается некоторая часть сжатого воздуха или газа (вредное пространство). Всасывание газа в цилиндр начинается только после расширения оставшегося во вредном пространстве газа до давления всасывания. Диаграмма реального компрессора показана на рис. 148. Расширение оставшегося во вредном пространстве газа изображено кривой *4—1*. В действительном компрессоре клапаны и трубопроводы создают сопротивление движению газа, вследствие чего всасывание газа происходит при давлении несколько меньшем, чем p_1, а нагнетание — при давлении несколько большем давления конца сжатия p_2. Отличие действительной индикаторной диаграммы от идеальной в определенной степени обусловлено сопротивлением соответствующих клапанов в момент откры-

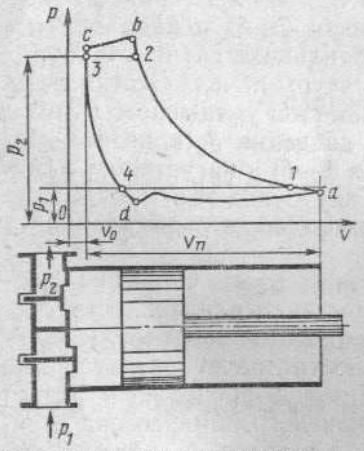


Рис. 148. **Действительная диаграмма реального поршневого компрессора**

тия и их инерционностью в момент закрытия. Индикаторную диаграмму действительного компрессора получают при помощи индикатора на работающем компрессоре.

Цилиндры компрессоров могут быть расположены вертикально и горизонтально или под углом друг к другу. Для более экономичной работы компрессоров производится искусственное воздушное или водяное охлаждение цилиндров, а также газа в промежуточных охладителях. Воздушное охлаждение применяется обычно в передвижных компрессорах небольшой производительности. Для этого цилиндры имеют снаружи специальные ребра, увеличивающие поверхность охлаждения, а перед цилиндрами устанавливают вентилятор. Чаще применяют водяное охлаждение цилиндров, которые снабжаются в этом случае водяной рубашкой. Промежуточные охладители компрессоров с многоступенчатым сжатием обычно имеют следующее устройство: в металлическом корпусе укрепляется пучок труб, по которым движется охлаждающая вода. Снаружи трубы омываются охлаждаемым газом.

Производительность, мощность и КПД компрессора. Производительность поршневого компрессора простого действия определяют по формуле

$$V_к = \eta_V Shn, \tag{248}$$

где S и h — соответственно площадь и ход поршня компрессора; n — частота вращения компрессора (число двойных ходов поршня в секунду); η_V — коэффициент подачи, который представляет собой отношение фактической объемной подачи компрессора V к теоретической $V_т$, равной объему, описанному поршнем.

Мощность, потребляемую компрессором, определяют исходя из среднего индикаторного давления p_i Па, которое находят по индикаторной диаграмме:

$$p_i = \frac{S_i}{l_i m}, \tag{249}$$

где S_i — площадь индикаторной диаграммы; м²; l_i — длина диаграммы, м; m — масштаб давления, м/Па.

Индикаторная мощность, кВт, одноцилиндрового компрессора простого действия

$$N_i = \frac{p_i Shn}{1000}. \tag{250}$$

Термодинамическое совершенство работы компрессора характеризуется изотермическим или адиабатным индикаторным КПД. Изотермический индикаторный КПД представляет собой отношение мощности, портребляемой компрессором при идеальном изотермическом процессе сжатия $N_{из}$, к действительной индикаторной мощности N_i:

$$\eta^i_{из} = \frac{N_{из}}{N_i}. \tag{251}$$

Изотермический КПД применяют для оценки компрессоров, работающих с охлаждением. Для компрессоров, работающих без охлаждения, за образцовый принимают адиабатный процесс и степень совершенства работы оценивают адиабатным индикаторным КПД:

$$\eta_{ад}^{i} = \frac{N_{ад}}{N_i}, \qquad (252)$$

где $N_{ад}$ — мощность, потребляемая компрессором при идеальном адиабатном процессе сжатия.

Все механические потери учитывает механический КПД, представляющий собой отношение индикаторной мощности к мощности на валу компрессора:

$$\eta_м = \frac{N_i}{N_e}. \qquad (253)$$

Отношение теоретической мощности ($N_{из}$ или $N_{ад}$) к мощности на валу называют полным КПД компрессора. Полный изотермический КПД

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_e} = \eta_{из}^{i}\eta_м; \qquad (254)$$

полный адиабатный КПД

$$\eta_{ад} = \frac{N_{ад}}{N_e} = \eta_{ад}\eta_м. \qquad (255)$$

Средние значения полных КПД поршневых компрессоров $\eta_{из} = 0{,}65...0{,}75$; $\eta_{ад} = 0{,}75...0{,}85$.

Ротационные компрессоры. Ротационные компрессоры компактны и просты по устройству. Наиболее распространены ротационные пластинчатые компрессоры (рис. 149). В цилиндре *2* корпуса *3* вращается эксцентрично расположенный ротор *1*. В пазах ротора свободно скользят стальные пластины *4*.

Принцип работы компрессора заключается в следующем. При вращении ротора пластины под действием центробежных сил перемещаются в пазах и прижимаются к внутренней поверхности цилиндра. В местах, где ротор удален от верхней внутренней поверхности цилиндра, пластины выдвигаются из пазов и входят обратно в местах, где поверхность ротора приближается к поверхности цилиндра.

Газ поступает в цилиндр через патрубок *6* и заполняет пространство между цилиндром и ротором. При вращении ротора по часовой стрелке объем камер, образуемых двумя соседними пластинами, постепенно уменьшается, газ сжимается до определенного давления и затем выталкивается из цилиндра через патрубок *5*. Давление сжатия в одном цилиндре пластинчатого ротационного компрессора может достигать 0,4 МПа. Ротационные

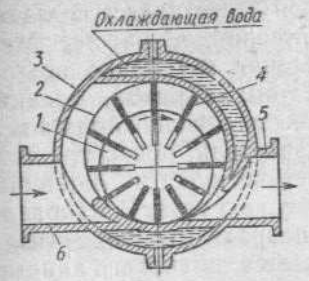


Рис. 149. Ротационный пластинчатый компрессор:
1 — ротор; *2* — цилиндр; *3* — корпус; *4* — пластина; *5* — выходной патрубок; *6* — входной патрубок

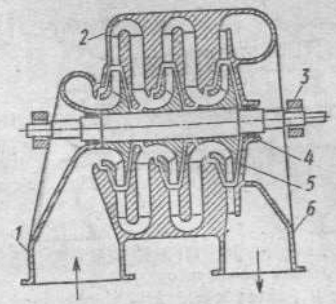


Рис. 150. Центробежный компрессор:
1 — входной патрубок; *2* — направляющий аппарат; *3* — подшипник; *4* — лабиринтное уплотнение; *5* — рабочее колесо; *6* — выходной патрубок

компрессоры выгодно отличаются от поршневых равномерностью подачи газа и возможностью непосредственного их соединения с электродвигателями.

Центробежные и осевые компрессоры. В современной технике получили большое распространение центробежные и осевые компрессоры, называемые турбокомпрессорами. Эти компрессоры часто приводятся в действие турбиной.

Рабочий процесс включает две стадии. Вначале газу сообщается некоторая кинетическая энергия, которая затем преобразуется в энергию давления газа. В зависимости от создаваемого давления различают турбокомпрессоры, создающие давление более 0,3 МПа, и турбовоздуходувки (турбогазодувки), сжимающие воздух или другой газ до давления 0,3 МПа. Компрессоры, как правило, имеют водяное охлаждение. В турбогазодувках охлаждение воздуха не производится, так как его температура при сжатии обычно не превышает 470 К.

Центробежный компрессор (рис. 150) состоит из корпуса с входным *1* и выходным *6* патрубками, рабочих колес *5*, направляющих аппаратов *2*. Корпус выполняют чугунным с горизонтальными или вертикальными разъемами. Рабочие колеса, укрепленные на валу, образуют ротор компрессора. Ротор вращается в подшипниках *3*. В местах прохода вала в корпусе имеются лабиринтные уплотнения *4*. Рабочее колесо состоит из двух дисков, соединенных между собой лопатками, которые образуют в пространстве между дисками ряд криволинейных каналов. Рабочее колесо и направляющий аппарат образуют одну ступень компрессора.

Газ засасывается через входной патрубок в кольцевую камеру — конфузор (или специальный направляющий аппарат), где получает некоторое ускорение, и далее поступает в первую ступень компрессора. Газ при вращении рабочего колеса отбрасывается под действием центробежных сил от центра к периферии. В централь-

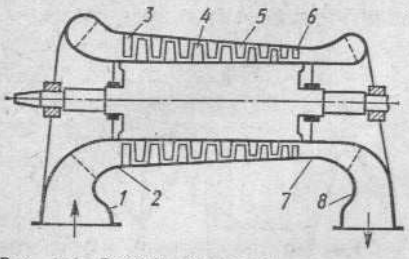


Рис. 151. Осевой компрессор:
1 — входной патрубок; *2* — конфузор; *3* — направляющий аппарат; *4* — рабочая лопатка; *5* — направляющая лопатка; *6* — спрямляющий аппарат; *7* — кольцевой диффузор; *8* — выходной патрубок

ной части колеса создается разрежение, а на периферии давление несколько повышается. Таким образом, механическая энергия, подводимая к колесу от двигателя, преобразуется в кинетическую и потенциальную энергию газа. В направляющем аппарате давление газа повышается за счет его кинетической энергии. Посредством направляющего аппарата осуществляется подвод газа к следующей ступени или выходному патрубку. Так как в каждой ступени увеличение давления газа сравнительно невелико, то для значительного повышения давления требуется большое число ступеней. При большом числе ступеней компрессоры часто имеют несколько корпусов (цилиндров).

Производительность компрессора зависит от частоты вращения ротора, диаметра рабочих колес и их конструкции. Охлаждается газ в промежуточных охладителях.

В *осевом компрессоре* (рис. 151) газ подводится через входной патрубок *1* к кольцевому конфузору *2*, предназначенному для ускорения потока газа, и затем через направляющий аппарат *3* поступает в ступени компрессора. Ротор компрессора представляет собой пустотелый барабан, на котором укрепляется несколько рядов рабочих лопаток *4*. В корпусе закреплены неподвижные направляющие лопатки *5*. Так как степень увеличения давления в одной ступени обычно не превышает 1,45—1,5, то осевые компрессоры имеют большое число ступеней. Рабочий процесс в ступени осевого компрессора можно представить как обращенный по отношению к процессу в ступени паровой или газовой турбины. На рабочих лопатках ступени к газу подводится механическая энергия, преобразуемая частично в кинетическую и частично в потенциальную энергию сжатого газа.

В каналах, образованных направляющими лопатками, вследствие диффузорного эффекта часть кинетической энергии превращается в энергию давления. Из последней ступени компрессора газ через спрямляющий аппарат *6* поступает в кольцевой диффузор *7* и далее в выходной патрубок *8*. В диффузоре продолжается сжатие газа.

Осевые и центробежные компрессоры имеют ряд преимуществ перед поршневыми: простота и компактность конструкции, отсутствие возвратно-поступательного движения частей, равномерность подачи газа, отсутствие загрязнения газа маслом, возможность непосредственного соединения компрессора с двигателем, удобство и простота эксплуатации.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как работает одноступенчатый поршневой компрессор?
2. Какой процесс сжатия газа в компрессоре наиболее выгоден и почему?
3. Для чего применяют многоступенчатое сжатие? Изобразите процессы многоступенчатого сжатия идеального компрессора в диаграмме.
4. Какое различие между идеальным и реальным компрессорами?
5. Как устроены и работают ротационный, центробежный и осевой компрессоры?

§ 21. Пневматический и пневмогидравлический приводы

В современной технике наряду с объемными гидроприводами широко применяют объемные пневмоприводы. *Объемным пневмоприводом* называют совокупность устройств, в число которых входит один или несколько пневматических двигателей, предназначенных для приведения в движение механизмов и машин посредством сжатого газа. Так как рабочим телом в пневмоприводе является сжатый газ (воздух), то расчет его основывается на законах термо- и газодинамики.

Пневмопривод надежен и долговечен; быстро действует (срабатывает); прост и экономичен в эксплуатации, так как отработавший воздух выходит непосредственно в атмосферу; использование воздух выходит непосредственно в атмосферу; использование воздуха в качестве рабочего тела отличается большой дешевизной; скорость движения рабочих органов значительно больше, чем у гидропривода. Недостатками пневмопривода являются конденсация водяных паров, содержащихся в воздухе; недостаточная плавность и точность хода без специальных дополнительных устройств; невысокий КПД.

Сжатый воздух для питания пневматического привода вырабатывается компрессорной установкой, обслуживающей машины всего предприятия или определенную группу машин.

По конструкции и принципу работы элементы пневматического привода подобны (за исключением источников питания) соответствующим элементам гидравлического привода, а часто в обоих применяются одни и те же элементы. Все элементы пневмопривода делятся на две основные группы (помимо компрессоров): пневматические двигатели (пневмодвигатели) и управляющие устройства.

Пневматические двигатели, предназначенные для преобразования энергии сжатого воздуха в механическую работу. Пневмодвигатели могут быть вращательного (пневмомоторы), прямолинейного (пневмоцилиндры и мембранные аппараты) и поворотного движения.

Пневмомоторы делятся на пластинчатые и шестеренчатые. Наиболее широко применяют в машиностроении пластинчатые пневмомоторы. Пневмомоторами оснащают ручные дрели и ручные высокооборотные шлифовальные машины. Основными достоинствами инструментов с пластинчатыми пневмомоторами являются безопасность их эксплуатации, простота конструкции, сравнительно низкая стоимость. Частоту вращения ротора пневмомотора

регулируют изменением расхода сжатого воздуха с помощью дросселя, который включается в подводящую магистраль, а крутящий момент — изменением давления, осуществляемого регулятором давления (редуктором).

Пневмоцилиндры обычно используют для получения линейных или небольшой величины угловых перемещений. Если требуется получать возвратно-поворотные движения приводимых узлов на угол, меньший 360°, то иногда применяют моментные (лопастные и поршневые) пневмоцилиндры.

На рис. 152 изображен пневмопривод металлорежущего станка для получения большого хода штока. В цилиндре *4* перемещается поршень *3* с односторонним штоком *5*, уплотненным эластичной мембраной *2* из маслостойкой резины. Под давлением сжатого воздуха, поступающего в цилиндр, поршень вместе со штоком, преодолевая силы сопротивления сжимаемой пружины *1*, перемещается вправо, воздействуя на соответствующий рабочий орган. При прекращении подачи воздуха в цилиндр поршень вместе со штоком под усилием пружины возвращается в исходное положение (влево). Такой пневмоцилиндр позволяет получать прямолинейное перемещение штока, равное трем диаметрам цилиндра.

Мембранные аппараты широко используют, когда требуется небольшой ход исполнительных механизмов при малом давлении (до 1 МПа). Они выполняют роль как исполнительных механизмов, так и чувствительных элементов. В системах промышленной автоматики они являются в основном неметаллическими (резиновыми, пластмассовыми) мембранами и отличаются простотой устройства и возможностью обеспечения полной герметичности. На рис. 153 приведена простейшая схема мембранного исполнительного механизма с плоской мембраной.

Пневматические управляющие устройства предназначены для распределения потока воздуха и управления пневматическими двигателями. В качестве управляющих пневматических устройств широко применяют распределительные клапаны, струйные трубки,

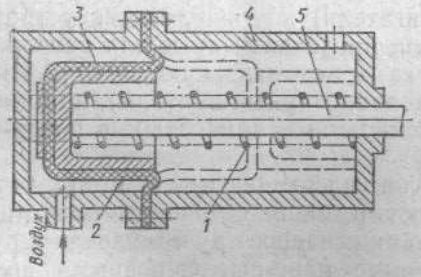


Рис. 152. Схема силового пневмоцилиндра с односторонним и мембранным уплотнением поршня:
1 — пружина; *2* — мембрана; *3* — поршень; *4* — цилиндр; *5* — шток

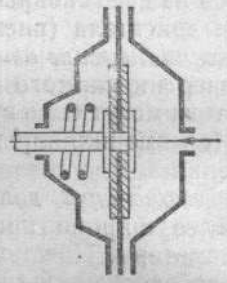


Рис. 153. Простейшая схема мембранного исполнительного механизма с плоской мембраной

сопла-заслонки и золотники. Принципиальные схемы устройства и работы их те же, что и в гидроприводе, и лишь в отдельных случаях применяют дополнительные средства для повышения герметичности и обеспечения смазки поверхностей трения.

Распределительные клапаны применяют для распределения воздуха. По принципу действия их подразделяют на клапаны однопозиционные и двухпозиционные; по способу включения — с ручным, электромагнитным и электропневматическим включением; в зависимости от воздействия включающих устройств — прямого и непрямого действия. Однопозиционные клапаны применяют для пневмоцилиндров одностороннего, а двухпозиционные — для пневмоцилиндров двустороннего действия.

Струйные трубки обычно применяют в пневматических приводах небольшой мощности и сравнительно невысокого быстродействия.

Сопла-заслонки применяют в пневматических приводах, работающих при высоких температурах рабочего тела (обычно генераторного газа). Это обусловливается пониженной чувствительностью сопл-заслонок к содержанию твердых частиц в газах.

Золотники — наилучшие управляющие устройства пневматических приводов, в которых в качестве рабочего тела используется чистый воздух. Подобно гидравлическим, пневматические золотники могут быть цилиндрическими и плоскими, одно-, двух- и четырехщелевыми, с ручным, пневматическим, электрическим и электропневматическим управлением.

Пневматические приводы. Различают двухпозиционные и многопозиционные пневмоприводы.

Двухпозиционный пневмопривод характерен тем, что шток исполнительного поршня может занимать только два крайних положения. На рис. 154 изображена схема двухпозиционного

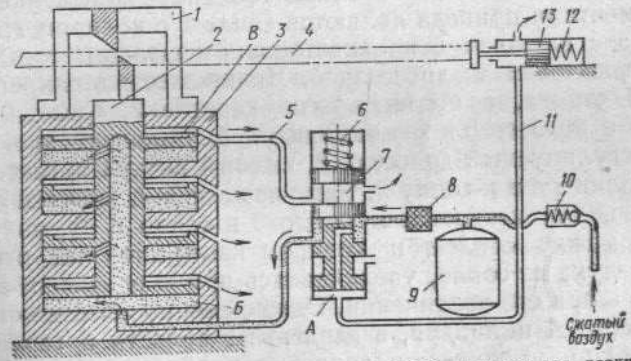


Рис. 154. Схема пневматического привода ножниц для резки уголков:
1 — скоба; *2* — поршень; *3* — пневмоцилиндр; *4* — уголок; *5* и *11* — пневмомагистрали; *6* и *12* — пружины клапанов; *7* — четырехщелевой распределительный золотник; *8* — фильтр; *9* — пневмоаккумулятор; *10* — обратный клапан; *13* — однощелевой управляющий золотник

пневмопривода ножниц для резки уголков. Основными элементами такого привода являются пневмоцилиндр *3*, выполненный из нескольких последовательно соединенных цилиндров малого диаметра, что позволяет избежать чрезмерного увеличения его диаметра; поршень *2*, на котором закреплено одно лезвие ножниц; второе лезвие закреплено на скобе *1*; четырехщелевой распределительный *7* и однощелевой управляющий *13* золотники; пневмоаккумулятор *9*, сглаживающий пульсацию давления сжатого газа, фильтр *8* для очистки воздуха и обратный клапан *10*.

Разрезаемый уголок *4* помещают между лезвиями ножниц, а золотник *13* — на расстоянии, равном длине отрезаемого уголка. Затем уголок подают до упора золотника и сообщения его цилиндра с магистралью *11*, а через нее — с атмосферой. В результате этого давление в полости *А* падает, и сила разжатия пружины *6* перемещает золотник *7* в положение, в котором он показан на рис. 154. Тогда полость *В* через магистраль *5* и кольцевую проточку золотника соединяется с атмосферой, а сжатый воздух из компрессора, пройдя обратный клапан *10*, пневмоаккумулятор *9* и фильтр *8*, попадет в полость *Б* пневмоцилиндра *3*. Поршень под давлением воздуха перемещается вверх, и ножницы отрезают уголок, который падает вниз, а золотник *13* под действием сил разжатия пружины *12* возвращается в исходное положение. Выход воздуха из полости *А* в атмосферу прекращается, золотник *7* перемещается вверх, разобщая магистраль с атмосферой, и в полость *Б* подача сжатого воздуха прекращается. Поршень занимает исходное положение.

Двухпозиционный пневмопривод широко применяют в металлообрабатывающих станках для зажима деталей, для подачи головок (например, сверлильных станков), для перемещения суппорта токарного станка и т. д.

Следящий пневмопривод. В следящем пневмоприводе (рис. 155) выходной шток может занимать любое заданное положение. Основными элементами привода являются сопло *2* с копиром *1*; пневмоцилиндр *5* с поршнем *6* и односторонним штоком, соединенным с резцедержателем *8*; дроссель *3*. Копир жестко закреплен на станине *4* станка, а цилиндр — на каретке *7*. Сжатый воздух поступает в полость *Б* пневмоцилиндра *5*. Одновременно, пройдя через нерегулируемый дроссель *3*, сжатый воздух подается в полость *А* цилиндра и к соплу *2*. При перемещении каретки *7* станка вместе с ней перемещаются цилиндр *5* и сопло *2*. В зависимости от зазора между соплом и копиром изменяется сопротивление выходу воздуха из сопла, увеличиваясь при уменьшении зазора и уменьшаясь при его увеличении. Одновременно изменяется давление в полости *А* цилиндра, а давление в полости *Б* остается постоянным. При уменьшении давления в полости *А* поршень со штоком перемещается в сторону копира *1*, увлекая с собой резцедержатель *8* в направлении приближения резца к оси обрабатываемой заготовки *9*. С уменьшением зазора между соплом и копиром давление в полости *А* цилиндра возрастает, поршень со штоком

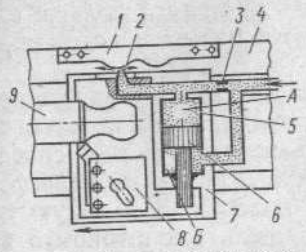


Рис. 155. Схема пневматического следящего привода копировально-токарного станка:
1 — копир; *2* — сопло; *3* — дроссель; *4* — станина; *5* — пневмоцилиндр; *6* — поршень со штоком; *7* — каретка; *8* — резцедержатель; *9* — заготовка

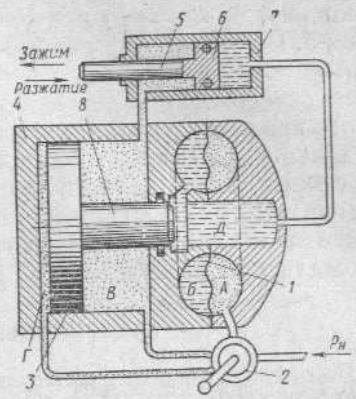


Рис. 156. Схема пневмогидравлического зажимного устройства металлорежущего станка:
1 — мембрана; *2* — распределительный кран; *3* и *6* — поршни; *4* — пневмоцилиндр; *5* и *8* — штоки; *7* — пневмогидравлический цилиндр

начинает перемещаться от копира *1*, двигая резцедержатель и резец от оси заготовки. Благодаря этому обрабатываемая поверхность заготовки приобретает профиль копира.

Следящий пневмопривод применяется в автопилотах летательных аппаратов и системах управления других машин.

Пневмогидравлические приводы. Рассмотрим одну из простейших схем пневмогидравлического привода зажимного устройства обрабатываемых деталей металлорежущего станка (рис. 156). Основными элементами такого привода являются пневмоцилиндр *4* с поршнем *3*, штоком *8* и мембраной *1*; пневмогидравлический цилиндр *7* с поршнем *6* и штоком *5*; распределительный кран *2*.

Зажимают деталь в два приема. Предварительно — с малым усилием, чтобы можно было изменить ее положение, а затем — окончательно.

Для предварительного зажатия детали распределительным краном *2* направляют сжатый воздух в полость *А*. В это время полости *В* и *Г* соединены с атмосферой. Под давлением сжатого воздуха, находящегося в полости *А*, мембрана *1* прогибается влево, вытесняя жидкость из полости *Б* в полость *Д*, а из нее — в правую полость цилиндра *7*. В результате поршень *6* вместе со штоком *5* переместится влево (как показано на рисунке стрелкой), передавая усилие зажимному устройству станка, которое произведет предварительное зажатие детали.

После проверки правильности установки детали рукоятку распределительного крана *2* поворачивают в положение, при котором сжатый воздух может поступать в полости *Г* и *А*, а полость *В* по-прежнему сообщается с атмосферой. Благодаря этому поршень *3* перемещается вправо, создавая дополнительное давление через шток *8* на мембрану *1*, а следовательно, и на жидкость, поступающую в полость цилиндра *7*. Давление на поршень *6* возрастает во

столько раз, во сколько раз площадь поршня *3* больше площади поршня *6*. Во столько же раз увеличится и сила зажатия обрабатываемой детали.

Для освобождения деталей из зажимов рукоятку распределительного крана *2* устанавливают в положение, при котором сжатый воздух поступал бы в полость *В*, а полости *Г* и *А* сообщались с атмосферой. Тогда давление в полости *Д* упадет до атмосферного, а сжатый воздух, поступающий из полости *В* в левую полость рабочего цилиндра *7*, переместит поршень *6* со штоком *5* вправо, освобождая при этом деталь из зажимов.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Перечислите элементы, составляющие пневматический привод; для чего они предназначены?
2. Назовите достоинства и недостатки пневматического привода.
3. Какова конструкция и работа пневмоцилиндров?
4. Начертите простейшую схему пневматического привода и расскажите о его действии.
5. Что представляет собой пневмогидравлический привод?

§ 22. Вентиляторы

Вентиляторы — это машины, предназначенные для перемещения воздуха под действием вращающегося рабочего колеса, заключенного в кожухе. Степень повышения давления вентиляторов не более 1,1. При таком повышении давления сжатие воздуха не оказывает существенного влияния на рабочий процесс, и при исследовании работы и расчете вентиляторов во внимание не принимается.

В основу классификации положена быстроходность вентилятора, которая выражается безразмерным числом

$$n_s = 4{,}83\,\frac{\sqrt{V_c}}{p^{3/4}}\,\rho^{3/4} n, \qquad (256)$$

где V_c — производительность вентилятора, м³/с; p — давление, Па; ρ — плотность газа, кг/м³; n — частота вращения, об/мин.

В зависимости от быстроходности вентиляторы подразделяют на быстроходные, средней быстроходности, тихоходные и весьма тихоходные.

Наиболее быстроходными являются осевые вентиляторы. Их применяют для получения больших подач при малых напорах. Тип вентилятора выбирают по специальному каталогу в зависимости от назначения.

Вентиляторы различают также по создаваемому давлению: вентиляторы низкого (до 1 кПа), среднего (1—3 кПа) и высокого (свыше 3 кПа) давления.

По конструкции рабочего колеса и ротора различают вентиляторы центробежные и осевые.

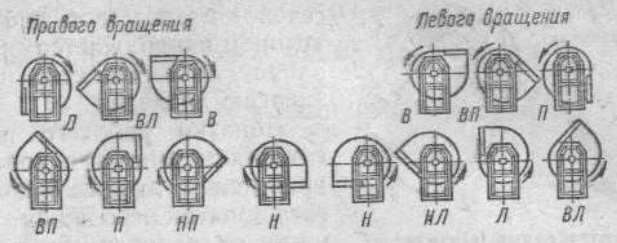


Рис. 157. Положение корпусов центробежных вентиляторов:
Л — левое; *П* — правое; *В* — верхнее; *Н* — нижнее; *ВЛ* — верхнее левое; *НЛ* — нижнее левое; *ВП* — верхнее правое; *НП* — нижнее правое

В зависимости от направления вращения рабочего колеса вентиляторы могут быть правого и левого вращения (если смотреть на вентилятор со стороны привода). При этом положение кожухов может быть различным (рис. 157).

По способу соединения с двигателем вентиляторы имеют различные схемы исполнения (рис. 158): а — рабочее колесо находится на валу двигателя (схема 1); б — рабочее колесо соединено с валом двигателя с помощью муфты (схемы *4* и *6*); в — рабочее колесо соединено с двигателем ременной передачей (схемы *2*, *3*, *5* и *7*). Существует несколько серий и номеров вентиляторов. Серию составляют вентиляторы одного типа, но разных номеров.

В народном хозяйстве, и в частности в машиностроении, наиболее широко применяют центробежные и осевые вентиляторы общего назначения.

Схема устройства и принцип действия центробежных и осевых вентиляторов. *Центробежный вентилятор* состоит из корпуса *1* (рис. 159, *а*) с подводным *2* и отводным *3* патрубками и рабочего колеса (рис. 159, *б*) с лопатками *5*. Корпус спиральной формы служит для преобразования части динамического потока газа, поступающего с лопаток колеса, в энергию давления. Выходной патрубок кожуха присоединен к напорному трубопроводу большого

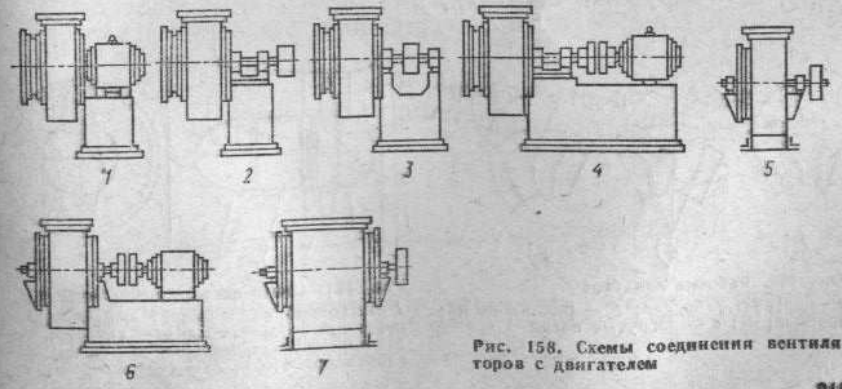


Рис. 158. Схемы соединения вентиляторов с двигателем

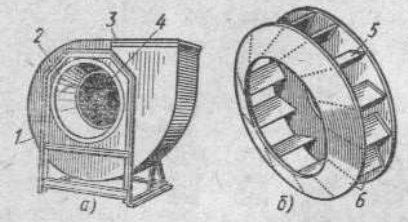


Рис. 159. Центробежный вентилятор: *а* — общий вид; *б* — рабочее колесо; *1* — корпус (кожух); *2* — подводной патрубок; *3* — отводной патрубок; *4* — станина; *5* — рабочая лопатка; *6* — диски

сечения посредством диффузора, в котором продолжается преобразование динамического напора в энергию давления.

Лопатки рабочего колеса изготовляют вместе с колесом или крепятся к дискам *6* колеса. Высота лопаток небольшая. В зависимости от расположения выходной кромки различают рабочие лопатки трех типов (рис. 160).

В вентиляторах чаще применяют колеса с лопатками, загнутыми вперед, что позволяет создавать определенный напор при наименьшей окружной скорости. На вентиляторах большой мощности наиболее экономично устанавливать лопатки, изогнутые назад.

Осевые вентиляторы (рис. 161) перемещают газ вдоль оси. Корпус вентилятора состоит из обечайки *8* цилиндрической формы, входного коллектора *1* и диффузора *6*. Рабочее колесо состоит из втулки *2* с укрепленными на ней лопатками *4*. Перед рабочим колесом и за ним устанавливают обтекатели *3* и *5*. Рабочее колесо чаще всего укрепляют непосредственно на валу двигателя *7*. В некоторых вентиляторах за рабочим колесом устанавливают спрямляющий аппарат, а перед рабочим колесом — направляющие аппараты.

Параметры и характеристики вентилятора. *Давление воздуха*, Па, создаваемое вентилятором, определяют по формуле

$$p = \rho\varphi\eta_в u^2. \qquad (257)$$

Здесь ρ — плотность воздуха, равная $\rho = 1{,}2$ кг/м³; φ — коэффициент закручивания, зависящий от формы лопаток рабочего колеса вентилятора (для рабочих колес с лопатками, загнутыми вперед, $\varphi = 1{,}1...1{,}35$; для радиальных лопаток $\varphi = 1$; для лопаток, загнутых назад, $\varphi = 0{,}5...0{,}8$); $\eta_в$ — полный КПД вентилятора; u — окружная скорость, м/с:

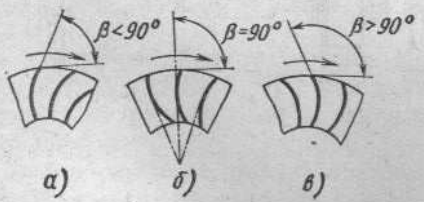


Рис. 160. Рабочие лопатки: *а* — загнутые вперед; *б* — радиально направленные; *в* — загнутые назад

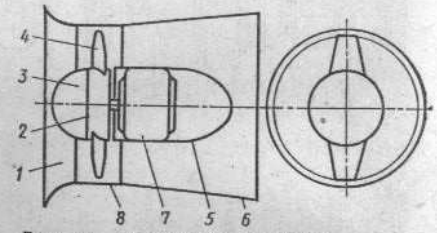


Рис. 161. Схема осевого вентилятора: *1* — входной коллектор; *2* — втулка; *3* — передний обтекатель; *4* — лопасть; *5* — задний обтекатель; *6* — диффузор; *7* — электродвигатель; *8* — обечайка

$$u = \pi D_к n, \qquad (258)$$

где $D_к$ — диаметр рабочего колеса вентилятора, м; n — частота вращения рабочего колеса, с$^{-1}$.

Производительность вентиляционной установки

$$V = Sc, \qquad (259)$$

где S — площадь сечения воздуховода, м²; c — скорость воздуха, м/с $\left(c = \sqrt{\frac{2p}{\rho}}\right)$.

Потребляемая мощность или мощность на валу вентилятора, кВт:

$$N_в = \frac{Vp}{1000\eta_в}. \qquad (260)$$

Полный КПД вентилятора

$$\eta_в = \eta_г\eta_V\eta_м, \qquad (261)$$

где $\eta_г$ — гидравлический (аэродинамический) КПД, учитывающий потери напора в рабочем колесе и проточной части вентилятора; η_V — объемный КПД, учитывающий объемные потери; $\eta_м$ — механический КПД.

При изменении частоты вращения вентилятора изменяются развиваемое давление и производительность, а следовательно, и мощность. Пересчет основных параметров работы вентилятора при изменении частоты вращения выполняют, как и для центробежных насосов, по формулам пропорциональности (105).

Указанные зависимости справедливы при подаче вентилятором воздуха в одну и ту же сеть.

Характеристики вентилятора представляют собой графические зависимости между его параметрами: давлением, мощностью, КПД и производительностью при постоянной частоте вращения рабочего колеса. Наибольшее значение для практики имеет зависимость между давлением и производительностью: $p = f(V)$ (рис. 162). Штриховыми линиями показаны теоретические зависимости развиваемого давления $p_т$ от производительности вентилятора. Параметры вентилятора принимают оптимальные значения при определенной его производительности V (рис. 163).

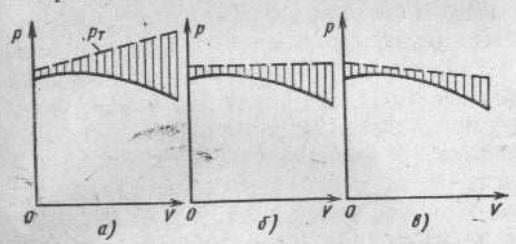


Рис. 162. Рабочие характеристики вентилятора: *а* — $\beta > 90°$; *б* — $\beta = 90°$; *в* — $\beta < 90°$

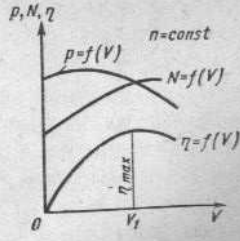


Рис. 163. Зависимость параметров вентилятора от производительности

Регулирование производительности вентилятора в основном аналогично регулированию центробежных насосов. Однако для регулирования вентиляторов часто применяют специальные направляющие аппараты, устанавливаемые перед рабочим колесом. Эффективность метода регулирования существенно зависит от типа вентилятора и режима его работы.

Подобно насосам вентиляторы могут быть включены в систему параллельно и последовательно: параллельно — когда нужно повысить производительность, а последовательно — когда необходимо увеличить развиваемое давление вентиляционной установки.

Подбирают вентиляторы с учетом областей их применения по специальным таблицам и графикам или таблицам и характеристикам. При подборе вентиляторов необходимо, чтобы КПД был не ниже 0,9 номинального значения.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что представляет собой вентилятор?
2. Для каких целей в народном хозяйстве применяются вентиляторы?
3. Как устроены и работают центробежный и осевой вентиляторы?
4. Какой параметр принят для оценки оптимального режима работы вентилятора?
5. Какие способы регулирования производительности вентиляторов Вы знаете?

Глава 8

ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

§ 23. Поршневые двигатели внутреннего сгорания

Принцип действия поршневого двигателя внутреннего сгорания. На рис. 164 приведена схема поршневого двигателя внутреннего сгорания. Цилиндр *6* сверху закрыт крышкой *1*, называемой головкой. В головке имеются два отверстия, закрываемые впускным *5* и выпускным *4* клапанами, и одно отверстие для установки форсунки *3* (в дизеле) или свечи зажигания (в карбюраторном двигателе). Через впускное отверстие в цилиндр поступает воздух (в дизеле) или горючая смесь (в карбюраторном двигателе), а через выпускное — выходят отработавшие газы. Внутри цилиндра размещается поршень *7*, соединенный поршневым пальцем *8* с шатуном *9*. Шатун нижним концом (головкой) шарнирно соединен с шатунной шейкой коленчатого вала *12*, который лежит коренными шейками в коренных подшипниках картера *11* и может свободно в них вращаться. На переднем конце коленчатого вала закреплена шестерня *14*, находящаяся в постоянном зацеплении с шестерней *15* распределительного вала *16*. Распределительный вал, воздействуя кулачками на толкатели *17*, на штанги *18* и коромысла *2* в определенное время открывает впускные или выпускные клапаны. На заднем конце коленчатого вала закреплен маховик *10*. Картер *11* двигателя снизу закрыт крышкой *13*, называемой поддоном.

Верхняя головка шатуна движется вместе с поршнем цилиндра. Нижняя головка, воздействуя на шатунную шейку, заставляет коленчатый вал поворачиваться вокруг оси в коренных подшипниках. При этом шатунная шейка поворачивается и описывает окружность радиусом, равным длине кривошипа. Когда оси верхней и нижней головок шатуна и ось коленчатого вала лежат в одной плоскости, поршень в цилиндре находится в крайнем верхнем или нижнем положении (рис. 165). При выходе из крайнего верхнего или нижнего положения поршень меняет направление движения.

Крайние положения поршня в цилиндре, в которых меняется направление движения, называются мертвыми точками (м. т.): крайнее верхнее — верхней мертвой точкой (в. м. т.), а крайнее нижнее — нижней мертвой точкой (н. м. т.). Расстояние, которое поршень проходит в цилиндре от одной мертвой точки до другой, называется ходом поршня. Ход поршня зависит от длины криво-

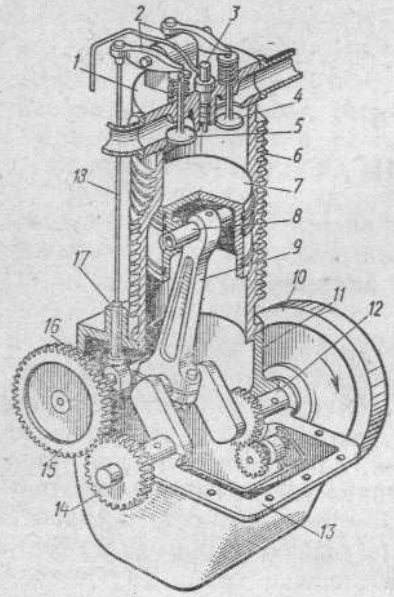


Рис. 164. Схема одноцилиндрового поршневого двигателя внутреннего сгорания:
1 — головка цилиндра; *2* — коромысла; *3* — форсунка; *4* — выпускной клапан; *5* — впускной клапан; *6* — цилиндр; *7* — поршень; *8* — поршневой палец; *9* — шатун; *10* — маховик; *11* — картер; *12* — коленчатый вал; *13* — поддон картера; *14* — шестерня коленчатого вала; *15* — шестерня распределительного вала; *16* — распределительный вал; *17* — толкатель; *18* — штанга

шипа и численно равен двойной его длине. Каждому ходу поршня соответствует поворот коленчатого вала на пол-оборота, т. е. на 180°. Полный оборот коленчатого вала вокруг оси равен двум ходам поршня. Перемещение поршня из одной мертвой точки в другую называется тактом. В связи с этим двигатели могут быть четырех- и двухтактными.

Наименьший объем цилиндра, когда поршень находится в в. м. т., называется объемом камеры сжатия. При движении поршня от в. м. т. до н. м. т. пространство соответственно увеличивается и становится наибольшим тогда, когда поршень находится в н. м. т.

Наибольший объем цилиндра называют полным объемом. Пространство в цилиндре, освобождаемое поршнем при движении его от в. м. т. до н. м. т., называют рабочим объемом цилиндра. Рабочий объем цилиндра подсчитывают как произведение площади, ограничиваемой внутренней окружностью цилиндра, на ход поршня:

$$V_h' = \frac{\pi}{4} D^2 h, \qquad (262)$$

где D — диаметр цилиндра, м; h — ход поршня, м.

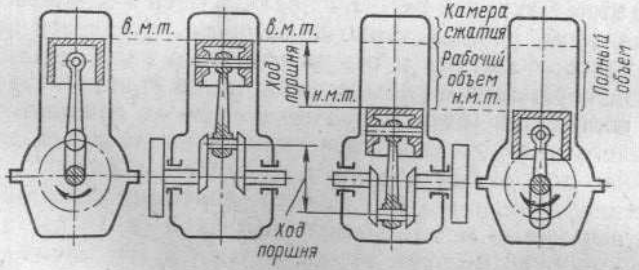


Рис. 165. Основные положения поршня в цилиндре

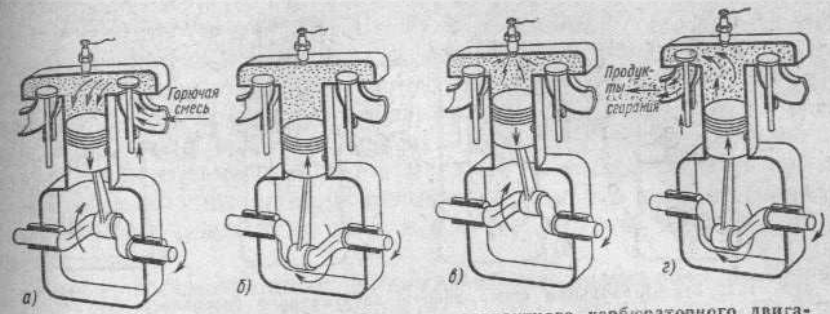


Рис. 166. Принципиальная схема работы четырехтактного карбюраторного двигателя:
а — впуск; *б* — сжатие; *в* — расширение; *г* — выпуск

Сумму рабочих объемов всех цилиндров двигателя определяют по формуле

$$V_h = \frac{\pi}{4} D^2 h i, \qquad (263)$$

где i — число цилиндров двигателя.

Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сжатия называют степенью сжатия:

$$\varepsilon = \frac{V_п}{V_{сж}} = \frac{V_h + V_{сж}}{V_{сж}}, \qquad (264)$$

где $V_{сж}$ — объем камеры сжатия.

Принцип работы четырехтактных и двухтактных поршневых двигателей внутреннего сгорания. *В четырехтактном двигателе* рабочий цикл состоит из четырех тактов.

Первый такт — впуск (всасывание). Поршень движется от в. м. т. (рис. 166, *а*). В цилиндре над поршнем давление становится ниже атмосферного, т. е. создается разрежение. В результате этого через отверстие, открываемое впускным клапаном, в цилиндр поступает горючая смесь или чистый воздух. Когда поршень достигает н. м. т., впускной клапан закрывается.

Второй такт — сжатие. Поршень движется от н. м. т. к в. м. т. Оба клапана (впускной и выпускной) закрыты (рис. 166, *б*). Объем цилиндра над поршнем уменьшается, следовательно, уменьшается объем рабочей смеси или воздуха, а давление и температура возрастают. К моменту прихода поршня в в. м. т. рабочая смесь поджигается электрической искрой. Если сжатию подвергается чистый воздух, то к моменту прихода поршня в в. м. т в цилиндр подается топливо, которое тщательно перемешивается с воздухом и воспламеняется благодаря высокой температуре сжатого воздуха. В результате сгорания топлива температура и давление в цилиндре возрастают еще больше.

Третий такт — расширение продуктов сгорания. Поршень движется от в. м. т. до н. м. т. (рис. 168, *в*). Оба клапана закрыты. Продукты сгорания, расширяясь, давят с большой силой

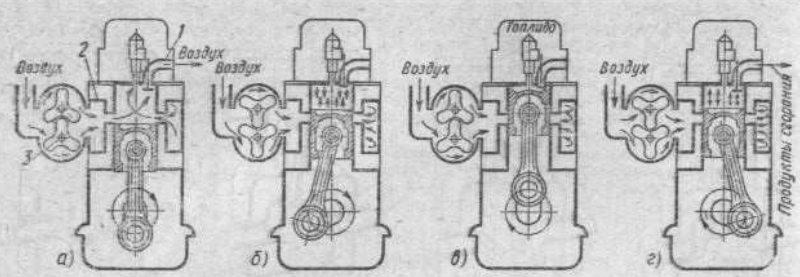


Рис. 167. Принципиальная схема работы двухтактного дизельного двигателя: *а* — продувка; *б* — сжатие; *в* — воспламенение; *г* — расширение; *1* — выпускной клапан; *2* — продувочные окна; *3* — нагнетатель

на поршень, который приводит в движение коленчатый вал двигателя. Поэтому третий такт принято называть *рабочим ходом*. По мере приближения поршня к н. м. т. объем продуктов сгорания увеличивается, а температура и давление понижаются.

Четвертый такт — выпуск продуктов сгорания. В конце третьего такта, перед приходом поршня в н. м. т. (рис. 166, *г*), выпускной клапан открывается. Полость цилиндра над поршнем сообщается с атмосферой. Так как давление в цилиндре выше атмосферного, основная масса продуктов сгорания (отработавших газов) через открытый выпускной клапан выходит в атмосферу. При движении поршня от н. м. т. к в. м. т. оставшиеся продукты сгорания выталкиваются поршнем из цилиндра в атмосферу.

При подходе к в. м. т. открывается впускной клапан, и при следующем движении поршня от в. м. т. до н. м. т. опять начинается впуск. Цикл повторяется снова и снова в течение всего времени работы двигателя.

Таким образом, в четырехтактном двигателе за четыре хода поршня, т. е. за два оборота коленчатого вала, совершается только один рабочий ход. *В двухтактном двигателе* рабочий цикл состоит из двух тактов, т. е. совершается за два хода поршня или за один оборот коленчатого вала.

Рассмотрим рабочий цикл двухтактного дизельного двигателя. Допустим, что поршень находится в положении, показанном на рис. 167, *а*. При этом полностью открыты продувочные окна *2* и выпускные клапаны *1*. Происходит продувка цилиндра и заполнение его свежим зарядом воздуха, подаваемым нагнетателем *3*.

Первый такт. Поршень движется от н. м. т. к в. м. т., продолжается процесс продувки и заполнение цилиндра свежим зарядом воздуха. Как только поршень своей верхней кромкой перекроет продувочные окна (рис. 167, *б*), поступление воздуха в цилиндр прекращается. При достижении поршнем в. м. т. (рис. 167, *в*) в зону сжатого воздуха под большим давлением впрыскивается топливо, которое тщательно перемешивается с воздухом, воспламеняется и начинает гореть.

Второй такт. Под давлением расширяющихся продуктов сгорания поршень движется от в. м. т. к н. м. т. (рис. 167, *г*). При подходе поршня к продувочным окнам давление в цилиндре снижается. В этот момент открываются выпускные клапаны, и продукты сгорания выходят наружу. Давление в цилиндре резко падает. Как только оно станет близким к атмосферному, открываются продувочные окна, и начинается продувка цилиндра воздухом. Поршень подходит к н. м. т. (см. рис. 167, *а*), и цикл повторяется вновь.

Кроме рассмотренного в двухтактном дизельном двигателе применяются поперечно-щелевой (рис. 168, *а*) и петлевой (рис. 168, *б*), а в карбюраторном — кривошипно-камерный (рис. 168, *в*) способы продувки цилиндров. При этих способах продувки выпускные клапаны отсутствуют. Выпуск отработавших продуктов сгорания осуществляется через выпускные окна.

Таким образом, в двухтактном двигателе впуск горючей смеси или воздуха и выпуск продуктов сгорания не являются самостоятельными тактами. Они осуществляются в то время, когда происходят основные такты сжатия и расширения, поэтому весь рабочий цикл двухтактного двигателя совершается за один оборот коленчатого вала.

Мощность двухтактного поршневого двигателя внутреннего сгорания значительно больше, чем четырехтактного при одинаковых размерах цилиндров, ходе поршня и частоте вращения коленчатого вала. Однако ожидаемое увеличение мощности в 2 раза на практике реализуется увеличением мощности только на 60—75%. Это объясняется следующими обстоятельствами: в двухтактном двигателе не используется весь рабочий ход для совершения полезной работы, т. е. та часть, которая начинается от места расположения выпускных и продувочных окон и ниже ее; вследствие загрязнения свежего заряда отработавшими газами предыдущего цикла ухудшаются условия сгорания топлива; приходится затрачивать часть мощности двигателя на привод продувочного насоса (нагнетателя).

Теоретические циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания. Совершенство цикла поршневых двигателей внутреннего сгорания оценивают путем сопоставления с другими циклами, наиболее близкими по характеру подвода и отвода теплоты к действительным двигателям: с изохорным ($V = \text{const}$), изобарным ($p = \text{const}$) и со смешанным ($V = \text{const}$ и $p = \text{const}$) подводами теплоты.

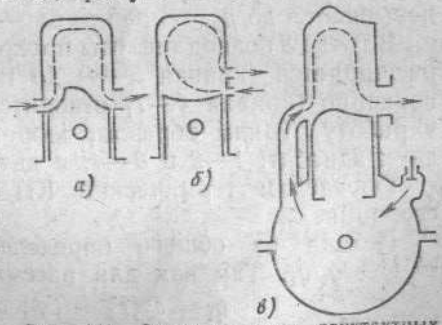


Рис. 168. Схемы продувок двухтактных двигателей:
а — поперечно-щелевая; *б* — петлевая; *в* — кривошипно-камерная

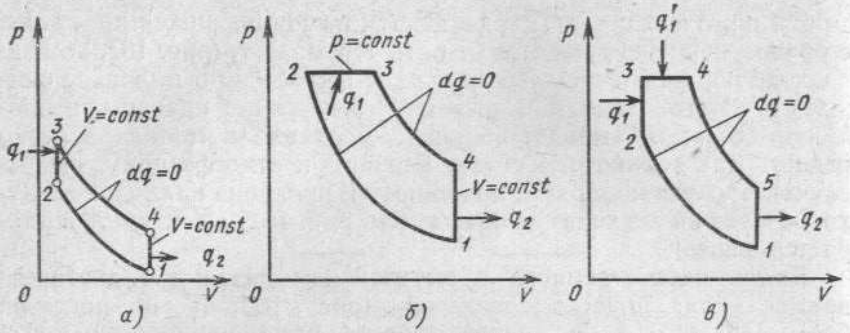


Рис. 169. Теоретические циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания с подводом теплоты:
а — изохорным; *б* — изобарным; *в* — смешанным

Отвод теплоты для всех циклов — изохорный. Рабочим телом в двигателях является газ, образующийся при сжигании жидкого или газообразного топлива в смеси с воздухом.

Исследование теоретических циклов двигателей внутреннего сгорания проводят при следующих допущениях: все процессы, протекающие в двигателях внутреннего сгорания, обратимы; цикл протекает с постоянным количеством одного и того же рабочего тела; химический состав рабочего тела остается постоянным в течение всего цикла, так как предполагается, что топливо не сгорает в цилиндре, а теплота подводится к рабочему телу извне и часть ее передается поглотителю теплоты (холодильнику); процессы сжатия рабочего тела и его расширения адиабатны; теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры.

Цикл с изохорным подводом теплоты (*цикл Отто*). На рис. 169, *а* показан теоретический цикл двигателя внутреннего сгорания с изохорным подводом теплоты. Точка *1* соответствует состоянию 1 кг рабочего тела перед сжатием с параметрами p_1, v_1, T_1. Рабочее тело адиабатно (кривая *1—2*) сжимается, и в точке *2* его параметры p_2, v_2, T_2. Затем к рабочему телу изохорно (кривая *2—3*) подводится теплота q_1, в результате чего его давление резко повышается до p_3, температура — до T_3, а объем остается равным v_2. В точке *3* подвод теплоты прекращается. Рабочее тело адиабатно расширяется (кривая *3—4*) до параметров p_4, T_4, v_4. Наконец, изохорно (кривая *4—1*) отводится теплота q_2, не превращенная в работу. Таким образом, теоретический цикл Отто состоит из двух адиабат: *1—2* и *3—4*, и двух изохор: *2—3* и *4—1*.

Определим термический КПД цикла двигателя внутреннего сгорания.

Исходя из общего определения $\eta_т = l/q_1 = (q_1 - q_2)/q_1 = 1 - q_2/q_1$. Так как для рассматриваемого цикла

$$q_1 = c_v(T_3 - T_2);\ q_2 = c_v(T_4 - T_1), \tag{265}$$

то

$$\text{то } \eta_т = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} \tag{266}$$

или

$$\eta_т = 1 - \frac{T_1\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)}. \tag{267}$$

Для адиабатных процессов *1—2* и *3—4* при $c_p/c_v = k$ можно записать

$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}; \tag{268}$$

$$T_4 v_4^{k-1} = T_3 v_3^{k-1}. \tag{269}$$

Разделив почленно эти уравнения, получим $T_4/T_1 = T_3/T_2$. Тогда окончательно:

$$\eta_т = 1 - \frac{T_1}{T_2}. \tag{270}$$

Из изложенного следует, что термический КПД $\eta_т$ тем больше, чем выше температура в начале адиабатного расширения (к концу подвода теплоты) и чем ниже начальная температура рабочего тела перед адиабатным сжатием.

На основании уравнения $T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1}$ можно записать

$$\eta_т = 1 - \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1}. \tag{271}$$

Отношение $v_1/v_2 = \varepsilon$ называют степенью сжатия. Подставив это отношение в уравнение (271), получим

$$\eta_т = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \tag{272}$$

Следовательно, термический КПД цикла с изохорным подводом теплоты увеличивается с ростом степени сжатия и показателя адиабаты k.

Цикл с изобарным подводом теплоты (*цикл Дизеля*). На рис. 169, *б* изображен теоретический цикл Дизеля, состоящий из двух адиабат: *1—2* и *3—4*, изобары *2—3* и изохоры *4—1*. В точке *1* параметры 1 кг рабочего тела p_1, v_1, T_1. В результате адиабатного сжатия давление повысилось до p_2, а температура до T_2, объем уменьшился до v_2. После изобарного подвода теплоты q_1 температура рабочего тела повысилась до T_4, объем увеличился до v_3, давление осталось равным p_2. В конце адиабатного расширения *3—4* давление стало p_3, температура T_3, а объем v_1. После изохорного отвода теплоты q_2 температура упала до T_1, давление понизилось до p_1, а объем остался v_1.

С учетом, что $q_1 = c_p(T_3 - T_2)$ и $q_2 = c_v(T_4 - T_1)$, термический КПД цикла

$$\eta_т = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}. \tag{273}$$

Из уравнения адиабаты *1—2* $T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1} = \varepsilon^{k-1}$, откуда $T_2 = T_1\varepsilon^{k-1}$.

Из уравнения изобары *2—3* $T_3/T_2 = v_3/v_2 = \rho$, где отношение $v_3/v_2 = \rho$ называют степенью предварительного расширения.

После преобразования получим

$$T_3 = T_2\rho = \rho T_1 \varepsilon^{k-1}. \qquad (274)$$

Из уравнения адиабаты расширения $T_4/T_3 = (v_3/v_1)^{k-1}$.

Так как $v_3/v_1 = (v_3v_2)/(v_2v_1) = \rho/\varepsilon$, то $T_4 = T_3\,(\rho/\varepsilon)^{k-1} = \rho T_1\,(\varepsilon^{k-1}\rho^{k-1})/\varepsilon^{k-1} = T_1\rho^k$.

Подставляя полученные значения в формулу (273) и учитывая, что $c_v/c_p = 1/k$, получим

$$\eta_т = 1 - \frac{T_1\rho^k - T_1}{k\,(\rho T_1\varepsilon^{k-1} - T_1\varepsilon^{k-1})} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\,\frac{\rho^k - 1}{k\,(\rho - 1)}. \qquad (275)$$

Как видно, термический КПД цикла двигателя внутреннего сгорания с изобарным подводом теплоты возрастает с увеличением степени сжатия ε и уменьшением степени предварительного расширения ρ $\left(\text{так как при } k > 1 \text{ и } \rho > 1\ \frac{\rho^k - 1}{k\,(\rho - 1)} > 1\right)$.

Термический КПД цикла Дизеля отличается от термического КПД цикла Отто постоянным множителем $\frac{\rho^k - 1}{k\,(\rho - 1)} > 1$. Поэтому $\eta_т$ цикла с изобарным подводом теплоты больше $\eta_т$ цикла с изохорным подводом теплоты, если степень сжатия первого значительно больше второго. Но при одинаковых значениях ε преимущество на стороне цикла Отто.

Смешанный цикл. Стремление повысить экономичность двигателей внутреннего сгорания и приблизить термический КПД цикла Дизеля к значению $\eta_т$ для цикла Отто при одинаковой степени сжатия привело к созданию двигателя, работающего по смешанному циклу (рис. 169, *в*). Этот цикл состоит из адиабаты сжатия *1—2*, изохоры *2—3* и изобары *3—4*, по которым подводится теплота к рабочему телу, адиабаты расширения *4—5* и изохоры *5—1*, по которой теплота отводится от рабочего тела.

Термический КПД такого цикла

$$\eta_т = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 - k\lambda\,(\rho - 1)}\,\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \qquad (276)$$

где $\lambda = p_3/p_2$ — степень увеличения давления при изохорном подводе теплоты.

Термический КПД смешанного цикла растет с увеличением степени сжатия и уменьшением степени предварительного расширения.

Действительные циклы двигателей. Действительные (рабочие) циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания отличаются от теоретических из-за невозможности соблюдения условий, принимаемых при рассмотрении последних. Например, процессы в действительном цикле необратимы и разомкнуты, так как химический состав рабочего тела (горючей смеси) изменяется только в одном направлении, в результате чего образуются продукты

сгорания, которые не могут перейти обратно в горючую смесь, а после расширения выбрасываются из цилиндра в атмосферу. Действительный цикл состоит из реальных (действительных) процессов, протекающих в цилиндре двигателя при переменной теплоемкости воздуха и продуктов сгорания. Вследствие сгорания топлива химический состав, а следовательно, и физические свойства рабочего тела, существенно изменяются. Количество рабочего тела не остается постоянным на протяжении всего процесса сжатия и расширения, так как открытие и закрытие впускного и выпускного клапанов, как правило, не совпадают с нахождением поршня в в.м.т. и н.м.т. Кроме того, в цилиндре двигателя происходит интенсивный теплообмен между рабочим телом, стенками цилиндра и поршня и имеются всевозможные гидравлические потери.

На рис. 170 в координатах p, V приведены индикаторные диаграммы действительных циклов двигателей, работающих с изохорным, изобарным, а также смешанным подводами теплоты (сгорания топлива).

В п у с к совершается при открытом впускном клапане и движении поршня от в. м. т. к н. м. т. Вследствие увеличения объема в цилиндре создается разрежение, и в цилиндр по впускному трубопроводу через открытый впускной клапан поступает горючая смесь (в двигателе с принудительным зажиганием) или воздух (в двигателе с самовоспламенением топлива). В связи с сопротивлением, возникающим от трения горючей смеси (воздуха) о стенки впускного трубопровода в цилиндре на протяжении всего процесса впуска (по кривой *1—2*) поддерживается давление ниже атмосферного (равное 85—95 кПа). Кроме того, горючая смесь (воздух) нагревается от горячих стенок двигателя. В результате сопротивления впускного трубопровода и нагревания горючей смеси (воздуха) происходят их расширение и уменьшение массы свежего заряда.

На степень наполнения цилиндра свежим зарядом значительно влияют также фазы газораспределения, т. е. моменты и продолжительность открытия и закрытия клапанов. Впускной клапан обычно

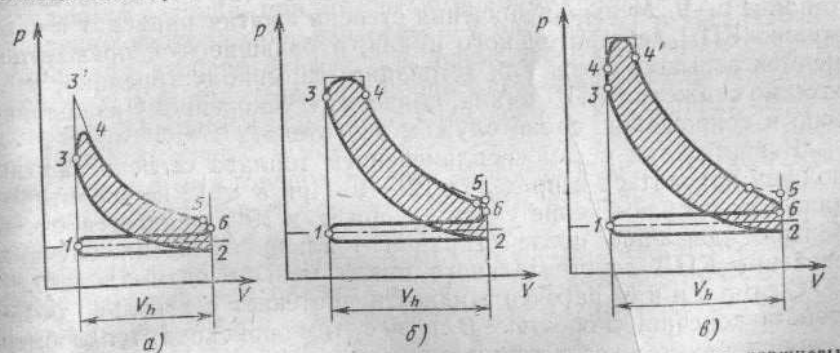


Рис. 170. Индикаторные диаграммы действительных (рабочих) циклов поршневых двигателей внутреннего сгорания с подводом теплоты:
а — изохорным; *б* — изобарным; *в* — смешанным

открывается с опережением, т. е. до прихода поршня в в. м. т., а закрывается с запаздыванием, т. е. после прохождения поршнем н. м. т. Открытие впускного клапана с опережением дает возможность горючей смеси или воздуху поступать через большее сечение канала и улучшает продувку (очистку) камеры сгорания от продуктов сгорания (остаточных газов). Запаздывание закрытия впускного клапана улучшает заполнение цилиндра двигателя свежим зарядом, так как при движении поршня от н. м. т. к в. м. т. при открытом впускном клапане в течение определенного времени в цилиндр продолжает поступать свежий заряд под действием сил инерции при давлении в цилиндре, равном или даже несколько большем атмосферного.

Сжатие в действительном цикле протекает по линии *2—3*, которая является политропой, а не адиабатой, как в теоретическом цикле. Это объясняется тем, что в процессе сжатия происходит теплообмен между сжимаемым свежим зарядом и стенками цилиндра и поршня. В начале сжатия температура стенок выше температуры свежего заряда, а при дальнейшем сжатии температура заряда повышается, становясь выше температуры стенок цилиндра и поршня. В первом случае свежий заряд принимает теплоту от стенок цилиндра и поршня, а во втором — отдает ее им.

Для повышения эффективности действительного цикла необходимо правильно выбрать степень сжатия ε. Чем выше степень сжатия двигателя, тем под большим давлением сжимается свежий заряд и тем выше его температура в конце сжатия. В двигателях с воспламенением от постороннего источника необходимо сжимать горючую смесь так, чтобы ее температура была на несколько градусов ниже температуры самовоспламенения. Практически степень сжатия выбирают в зависимости от вида топлива, на котором должен работать двигатель, так как различное топливо имеет различную температуру воспламенения. Поэтому степень сжатия для двигателей с воспламенением смеси от постороннего источника составляет для работающих на бензине 6—12, на газообразном топливе 5—9. Меньшие значения степени сжатия приводят к снижению КПД действительного цикла, а большие — к преждевременной вспышке смеси или детонации (взрывному горению), что, помимо снижения КПД цикла, приводит к ускоренному изнашиванию и сокращению срока службы двигателя.

В двигателях с самовоспламенением топлива степень сжатия должна находиться в пределах 12—19. При $\varepsilon < 12$ не гарантировано самовоспламенение смеси, а при $\varepsilon > 19$ развивается очень большое давление после сгорания топлива. В обоих случаях значение КПД действительного цикла меньше оптимального.

Сгорание рабочей жидкости протекает с довольно большой, но конечной скоростью. В связи с этим происходит теплообмен между продуктами сгорания и стенками цилиндра и поршня с одновременной отдачей теплоты деталями двигателя окружающему воздуху. Кроме того, сгорание в двигателях с воспламенением

рабочей смеси от постороннего источника протекает при увеличивающемся объеме, что приводит к снижению максимального давления продуктов сгорания на поршень (кривая *3—4* на рис. 170, *а*). Чтобы процесс сгорания в двигателе протекал наиболее совершенно и чтобы создать максимальное давление на поршень к началу рабочего хода, необходимо поджигать рабочую смесь до подхода поршня в в. м. т., т. е. с некоторым опережением. Угол поворота коленчатого вала, на который он должен повернуться, чтобы поршень дошел до в. м. т., называют углом опережения зажигания. При опережающем зажигании сгорание смеси в двигателях с зажиганием от постороннего источника происходит в минимальном и практически малоизменяющемся объеме, поэтому процесс сгорания приближается к изохорному.

В двигателях с самовоспламенением рабочей смеси в конце сжатия в цилиндр под давлением впрыскивается топливо. Оно перемешивается с воздухом, а также оставшимися в цилиндре после предыдущего цикла продуктами сгорания (остаточными газами) и самовоспламеняется благодаря высокой температуре сжатого воздуха. Самовоспламенение происходит не мгновенно после начала подачи топлива, а по истечении некоторого времени, за которое топливо тщательно перемешивается с воздухом и проходит стадию химической подготовки к самовоспламенению. Чтобы к моменту подхода поршня к в. м. т. смесь загорелась, а в цилиндре установилось максимальное давление к началу рабочего хода, необходимо впрыскивать топливо в цилиндр с некоторым опережением, выражаемым в градусах угла поворота коленчатого вала. Этот угол называют углом опережения впрыска топлива.

В дизельных двигателях распыление топлива осуществляется механически специальным насосом, который под давлением 8—150 МПа проталкивает топливо через очень маленькие отверстия форсунки. При этом впрыскивание топлива в цилиндр происходит со значительным опережением и продолжается некоторое время после того, как поршень минует в. м. т. В результате в цилиндре создаются условия, при которых сгорание топлива осуществляется частично изохорно (по изохоре *3—4* рис. 170, *в*) и частично изобарно (по изобаре *4—4'*), т. е. происходит смешанное сгорание топлива. В действительности процесс сгорания не является, строго говоря, изохорным или изобарным, равно как кривая *3—4* не является изохорой, а кривая *4—4'* — изобарой. Это объясняется тем, что за время горения топлива продукты сгорания отдают часть теплоты цилиндру и поршню, а затем деталями двигателя эта теплота передается в атмосферу. Этим же объясняется и то, что мощность и экономичность действительных циклов оказывается более низкой, чем близких к ним теоретических циклов.

Расширение в действительном цикле двигателя внутреннего сгорания протекает по кривой *4—5* (рис. 170, *а—в*) при движении поршня от в.м.т. к н.м.т. (впускной и выпускной клапаны при этом закрыты). На протекание процесса оказывает влияние,

кроме охлаждения и небольшого уменьшения количества расширяющихся газов (из-за утечек через неплотности прилегания поршня к цилиндру и клапанов к седлам), явление догорания топлива.

В процессе расширения догорает то топливо, которое не успело сгореть при нахождении поршня в в. м. т. вследствие несовершенства перемешивания с воздухом или из-за недостатка времени. На различных участках расширения догорание топлива протекает с различной скоростью: более интенсивно — в первой части процесса расширения и постепенно затухает с приближением поршня к н.м.т.

Степень охлаждения расширяющихся газов зависит в основном от площади поверхности охлаждения, разности температур и времени.

Уменьшение количества расширяющихся газов в результате утечки их из цилиндра через неплотности прилегания поршня к цилиндру и клапанов к седлам также неодинаково для различных участков хода поршня, так как давление и утечки газов непрерывно уменьшаются по мере удаления поршня от в. м. т.

Все это обусловливает протекание процесса расширения в действительном цикле не по адиабате, как в теоретическом цикле, а по политропе.

Выпуск продуктов сгорания (отработавших газов) происходит с некоторым опережением, т. е. выпускной клапан открывается до прихода поршня в н. м. т., когда давление в цилиндре значительно выше атмосферного. Это делается для того, чтобы часть продуктов сгорания успела выйти из цилиндра до прихода поршня в н. м. т., а давление в цилиндре успело приблизиться к атмосферному. В противном случае отработавшие газы создадут большое противодавление движению поршня от н.м.т. к в.м.т., на преодоление которого потребуется затратить значительную работу.

Для лучшей очистки цилиндра от продуктов сгорания выпускной клапан закрывается с некоторым запаздыванием, т. е. после прихода поршня в в. м. т. В это время впускной клапан тоже находится в открытом положении, что позволяет продуктам сгорания выходить в атмосферу по инерции, когда поршень начинает перемещаться от в. м. т. к н. м. т. Угол запаздывания закрытия выпускного клапана не должен быть больше предельного значения, так как в противном случае увеличатся потери свежего заряда (горючей смеси или воздуха) и ухудшится наполнение цилиндра в процессе впуска.

Смесеобразование в поршневых двигателях внутреннего сгорания. В *двигателях внешнего смесеобразования* горючая смесь образуется вне цилиндра двигателя — в специальном приборе, называемом карбюратором или смесителем. Топливом для таких двигателей является бензин, лигроин и другое легкое нефтяное топливо или горючие газы. В первом случае двигатели принято называть карбюраторными, во втором — газовыми.

Карбюратор представляет собой довольно сложный прибор, приготовляющий горючую смесь строго определенного

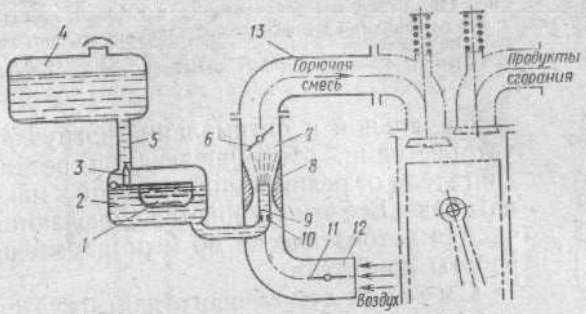


Рис. 171. Карбюратор:
1 — поплавок; *2* — поплавковая камера; *3* — игольчатый клапан; *4* — топливный бак; *5* — топливопровод; *6* — дроссельная заслонка; *7* — смесительная камера; *8* — диффузор; *9* — трубка распылителя; *10* — жиклер; *11* — воздушная заслонка; *12*, *13* — трубопроводы

состава в соответствии с режимом работы двигателя (нагрузкой и частотой вращения коленчатого вала).

Схема простейшего карбюратора приведена на рис. 171. Из топливного бака *4* топливо поступает в поплавковую камеру *2* карбюратора, в которой с помощью поплавка *1* и игольчатого клапана *3*, перекрывающего отверстие топливопровода *5*, автоматически поддерживается постоянным заданный уровень топлива на 1,0—1,5 мм ниже верхней кромки трубки распылителя *9*. По мере расхода топлива из поплавковой камеры поплавок опускается, игольчатый клапан открывает впускное отверстие, и топливо из топливного бака пополняет поплавковую камеру до постоянного заданного уровня. При достижении заданного уровня игольчатый клапан перекрывает впускное отверстие, и поступление топлива в поплавковую камеру прекращается.

При такте впуска из атмосферы в диффузор *8* карбюратора через трубопровод *12* поступает с большой скоростью воздух. Благодаря этому в полости диффузора и у конца трубки распылителя *9* создается разрежение, прямо пропорциональное скорости движения воздуха. Топливо, пройдя жиклер (калиброванное отверстие) *10*, истекает из трубки распылителя *9* в смесительную камеру *7*, где подхватывается потоком воздуха, дробится на мельчайшие частицы, частично испаряется и в виде горючей смеси поступает по трубопроводу *13* в цилиндр двигателя через открытый впускной клапан. Открывая или прикрывая дроссельную заслонку *6*, можно увеличивать или уменьшать количество горючей смеси, поступающей в цилиндр двигателя. Количество воздуха, поступающего в смесительную камеру, а следовательно, и разрежение в полости диффузора регулируются увеличением или уменьшением открытия воздушной заслонки *11*.

Кроме того, современный карбюратор оснащен специальными устройствами, обеспечивающими устойчивую и экономичную работу двигателя в различных режимах: на холостом ходу, при

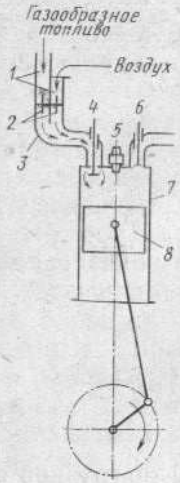


Рис. 172. Схема смесеобразования в газовом двигателе:
1 — газоподводящий и воздухоподводящий трубопроводы; *2* — дроссельные заслонки; *3* — смеситель; *4* — впускной клапан; *5* — свеча зажигания; *6* — выпускной клапан; *7* — цилиндр; *8* — поршень

максимальной и оптимальной нагрузках, а также устройствами, обеспечивающими резкий переход двигателя от режима минимальной к максимальной нагрузке. Все эти устройства включаются и выключаются автоматически по мере изменения режима работы двигателя.

Смеситель газового двигателя работает на том же принципе, что и карбюратор. Топливом в этом случае является сжиженный, сжатый или сетевой газ. Сжиженный газ представляет собой пропанбутановую смесь. Такой газ способен при давлении 1,0—1,6 МПа и нормальной температуре переходить в жидкое состояние, а при более низком давлении — в газообразное состояние. Сжатый газ даже при давлении 20—30 МПа находится в газообразном состоянии. Горючие газы для двигателей содержатся в специальных баллонах.

Для снижения давления газов (сжиженного и сжатого) перед смесителем устанавливают специальное устройство, называемое редуктором. Для приготовления горючей газовоздушной смеси применяют смесители и смесительные клапаны. На рис. 172 приведена схема газового двигателя со смесителем. В смеситель *3* по отдельным трубам *1* поступает горючий газ и воздух. При впуске газовоздушная смесь, проходя впускной клапан *4*, заполняет цилиндр *7*. Требуемое соотношение между количеством горючего газа и воздуха в газовоздушной смеси регулируется заслонками *2*. Смесители применяют в маломощных быстроходных двигателях, где большие скорости воздуха и горючего газа обеспечивают хорошее их смешение и распределение газовоздушной горючей смеси по цилиндрам двигателя. В двигателях средней и большой мощности широко применяют смесительные клапаны, которые устанавливают отдельно на каждый цилиндр. Конструкция одного из таких клапанов приведена на рис. 173. При воздействии коромысла *8* приводного механизма вначале опускается клапан *1*, и в цилиндр поступает воздух. Затем упор *6*, расположенный на штоке клапана *1*, опускается вместе со штоком, нажимает на газовый клапан *5* и опускает его. В цилиндр двигателя устремляется газ, смешивающийся с воздухом при проходе в цилиндр. Возврат клапанов в исходное положение и прижатие их к седлам *2* и *4* происходит под воздействием разжимающихся пружин *3* и *7*.

В *двигателях с внутренним смесеобразованием* горючая смесь образуется непосредственно в цилиндре (камере сгорания). Во время такта впуска в цилиндр *2* (рис. 174) поступает атмосферный воздух, который сжимается до более высокого давления, чем

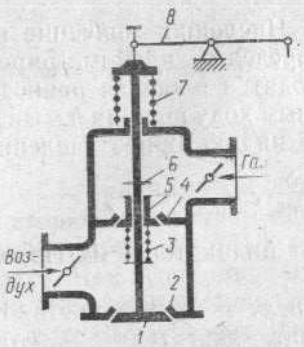


Рис. 173. Схема клапана-смесителя:
1 — воздушный клапан; *2* — седло воздушного клапана; *3* — пружина газового клапана; *4* — седло газового клапана; *5* — газовый клапан; *6* — упор; *7* — пружина воздушного клапана; *8* — коромысло приводного механизма

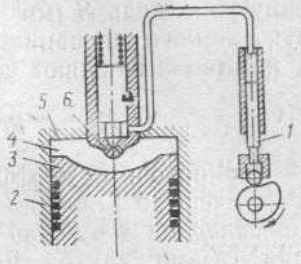


Рис. 174. Схема двигателя высокого давления с внутренним смесеобразованием:
1 — насос высокого давления; *2* — цилиндр; *3* — поршень; *4* — камера сгорания; *5* — головка цилиндра; *6* — форсунка

в двигателях с внешним смесеобразованием. Поэтому температура воздуха значительно превышает температуру самовоспламенения топлива. В конце такта сжатия топливо с помощью насоса высокого давления *1* подается к форсунке *6*, которая под давлением 8—170 МПа впрыскивает его в мелком распыленном состоянии в камеру сгорания *4*, где оно быстро и тщательно перемешивается со сжатым воздухом и самовоспламеняется. Такие двигатели принято называть двигателями высокого сжатия.

Двигатели с внутренним смесеобразованием могут быть и низкого сжатия. Воздух в цилиндре *3* (рис. 175) такого двигателя сжимается до давления, при котором его температура не превышает температуру самовоспламенения топлива. Рабочая смесь в камере сжатия *2* воспламеняется от раскаленного запального шара *1* (калоризатора), установленного на головке цилиндра двигателя. Перед пуском калоризатор разогревают паяльной лампой до температуры 773—823 К. Во время работы двигателя высокая температура калоризатора поддерживается теплотой, выделяемой сгораемым топливом. Такие двигатели называются калоризаторными. Калоризаторные двигатели малоэкономичны, поэтому широкого распространения в настоящее время не получили.

Параметры, характеризующие действительный цикл двигателя. *Среднее индикаторное давление* цикла представляет собой условное, постоянно действующее избыточное давление, при котором работа газов, совершенная за один ход поршня, равна индикаторной работе за цикл. Это давление определяют по индикаторной диаграмме. Работа расширения газов равна заштрихованной площади *S* диаграммы (рис. 176). Площадь, размещенная ниже, в данном случае во внимание не принимается, так как она эквивалентна работе газов, затрачиваемой на впуск горючей смеси и вытеснение

отработавших газов из цилиндра. Численное значение площади индикаторной диаграммы можно определить планиметрированием. Найденную площадь S (мм²) приводят к площади равновеликого прямоугольника с основанием, равным ходу поршня h мм и высотой H мм, а затем вычисляют среднее индикаторное давление

$$p_{i\,ср} = \frac{S}{h\mu}, \qquad (277)$$

где μ — тарировочный коэффициент индикатора, мм/Па, который выражает масштаб давления.

Индикаторная мощность двигателя — это мощность, Вт, развиваемая газами внутри цилиндров двигателя. Работа газов в одном цилиндре за цикл $l_ц = (\pi/4)\, p_{i\,ср} D^2 h$, где D — диаметр цилиндра. Так как $(\pi/4)\, D^2 h = V_h'$ — рабочий объем цилиндра, то

$$l_ц = p_{i\,ср} V_h'. \qquad (278)$$

Число рабочих циклов, совершающихся в цилиндре двигателя в 1 с, равно $2n/\tau$, где n — частота вращения коленчатого вала, $с^{-1}$; $2n$ — число тактов в 1 с; τ — тактность двигателя (для четырехтактного двигателя $\tau = 4$, а для двухтактного $\tau = 2$).

Работа газов, Вт, в 1 с, т. е. индикаторная мощность одного цилиндра $N_i = 2 p_{i\,ср} V_h' n/\tau$; для многоцилиндрового двигателя

$$N_i = \frac{2}{\tau} p_{i\,ср} V_h' n i, \qquad (279)$$

где i — число цилиндров двигателя.

Индикаторный удельный расход топлива представляет собой расход топлива на единицу индикаторной мощности за 1 ч работы двигателя, кг/(кВт·ч):

$$g_i = G_ц / N_i. \qquad (280)$$

Индикаторный удельный расход топлива равен: для карбюраторного двигателя 0,245—0,30 кг/(кВт·ч), для дизеля 0,165—0,21 кг/(кВт·ч).

Индикаторным КПД называют отношение количества теплоты, превращенной в механическую индикаторную работу, к затраченному количеству теплоты.

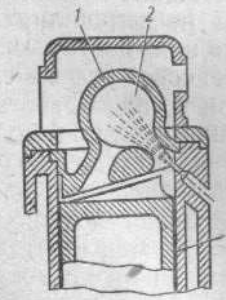


Рис. 175. Схема смесеобразования двигателя низкого давления с внутренним смесеобразованием:
1 — запальный шар; *2* — камера сжатия; *3* — цилиндр

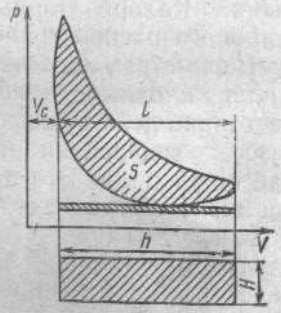


Рис. 176. Построение площади прямоугольника, равновеликого полезной площади индикаторной диаграммы для определения среднего индикаторного давления

Если известны теплота сгорания и удельный индикаторный расход топлива, то индикаторный КПД можно подсчитать по формуле

$$\eta_i = \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{Q_{р.\,н} g_i}, \qquad (281)$$

где $3{,}6 \cdot 10^3$ — эквивалент 1 кВт·ч, кДж/(кВт·ч); $Q_{р.\,н}$ — рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

По индикаторному КПД можно судить о тепловых потерях в двигателе. Чем выше индикаторный КПД, тем меньше тепловые потери и тем экономичнее работает двигатель. Индикаторный КПД двигателей различных типов при нормальной нагрузке: для карбюраторных 0,28—0,35; дизелей 0,38—0,48 и газовых двигателей 0,28—0,33.

Параметры, характеризующие работу двигателя. *Эффективной мощностью двигателя* называют мощность, развиваемую двигателем на коленчатом валу и используемую для совершения полезной работы. Эффективная мощность всегда меньше индикаторной, так как часть индикаторной мощности расходуется на преодоление трения между деталями, между движущимися деталями (маховиком, шатуном, коленчатым валом) и воздухом, а также на приведение в действие вспомогательных устройств (насоса, вентилятора и т. п.). Все эти потери оцениваются мощностью, расходуемой на преодоление трения $N_т$. Таким образом, разность между индикаторной мощностью N_i и мощностью на преодоление трения $N_т$ представляет собой эффективную мощность

$$N_e = N_i - N_т. \qquad (282)$$

Соответственно соотношение между средними давлениями

$$p_{e\,ср} = p_{i\,ср} - p_{т.\,ср}. \qquad (283)$$

Так как среднее эффективное давление $p_{e\,ср}$ представляет собой условное постоянное давление, под действием которого на поршень в течение хода расширения развивается эффективная мощность, то аналогично индикаторной мощности можно подсчитать эффективную мощность по формуле

$$N_e = \frac{2}{10^3 \tau} p_{e\,ср} V_h' n i. \qquad (284)$$

Эффективную мощность можно определить, если известны индикаторная мощность и механический КПД, оценивающий механические потери в двигателе:

$$\eta_м = \frac{N_e}{N_i}. \qquad (285)$$

В современных поршневых двигателях внутреннего сгорания $\eta_м = 0{,}7 \ldots 0{,}9$.

Следовательно, задавшись механическим КПД, можно подсчитать эффективную мощность двигателя по формуле

$$N_e = N_i \eta_м. \qquad (286)$$

Практически эффективную мощность определяют путем испытания двигателя на тормозном стенде.

Эффективным удельным расходом топлива, кг/(кВт·ч), называют расход топлива на единицу эффективной мощности за 1 ч работы двигателя:

$$g_e = \frac{G_ч}{N_e}. \qquad (287)$$

Значения эффективного удельного расхода топлива различных поршневых карбюраторных двигателей внутреннего сгорания находятся в пределах 0,225 ... 0,475 кг/(кВт·ч); дизелей — 0,210 ... 0,285 кг/(кВт·ч).

Эффективным КПД двигателя называют отношение теплоты, превращенной в эффективную (полезную) работу, ко всему количеству израсходованной теплоты:

$$\eta_e = \frac{3{,}6 \cdot 10^3}{Q_{р.\,н} g_e}. \qquad (288)$$

Для поршневых карбюраторных двигателей внутреннего сгорания $\eta_e = 0{,}25...0{,}29$, для быстроходных дизелей 0,30...0,40 и для газовых 0,23...0,28.

Для проверки работы двигатели испытывают на специальных тормозных установках. На основании данных, полученных при испытании, строят характеристики двигателя (рис. 177). Скоростную характеристику снимают при торможении двигателя, снижая частоту вращения коленчатого вала до значения n_1, при которой еще возможна устойчивая работа двигателя. Плавно нагружая двигатель, делают необходимые замеры. На кривой $N_e = f(n)$ отмечают следующие основные точки: A — максимальная мощность двигателя; B — мощность, при которой достигает своего максимального значения крутящий момент $M_{e\,max}$; C — мощность, которая соответствует минимальному удельному расходу топлива. За точкой A мощность уменьшается, так как ухудшается наполнение цилиндров горючей смесью и резко возрастают потери мощности на преодоление трения.

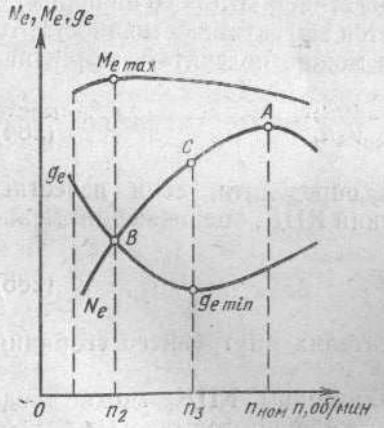


Рис. 177. Скоростная характеристика дизельного двигателя

Тепловой баланс двигателя. Теплота, выделившаяся при сгорании топлива, не может быть полностью превращена в полезную работу; согласно второму закону термодинамики часть этой теплоты должна быть передана телу, поглощающему теплоту (холодильнику). В реальном двигателе тепловые потери больше. Количественное распределение теплоты сгоревшего в цилиндре топлива на полезную работу и потери в двигателе называют тепловым балансом. Тепловой баланс двигателя можно представить в виде уравнения

$$Q = Q_e + Q_w + Q_{газ} + Q_{н.\,с} + Q_{ост}, \qquad (289)$$

где Q — теплота, выделившаяся при сгорании топлива в цилиндре двигателя за единицу времени, кДж; Q_e — теплота, эквивалентная полезной эффективной работе двигателя; Q_w — теплота, отведенная охлаждающим веществом (водой, воздухом и др.); $Q_{газ}$ — теплота, ушедшая с отработавшими газами; $Q_{н.\,с}$ — теплота, потерянная от неполноты сгорания топлива; $Q_{ост}$ — остальные потери теплоты, не вошедшие в первые четыре члена правой части уравнения (289).

В уравнении теплового баланса отсутствует член, выражающий потери теплоты на трение, так как его практическое определение связано с большими трудностями.

Тепловой баланс двигателя может быть составлен как расчетным путем (ориентировочно), так и по данным, полученным в результате испытания двигателя (более точно). Второй способ связан со значительными трудностями, поэтому опытные данные теплового баланса двигателя являются также ориентировочными и служат для получения общего представления о распределении теплоты в двигателе, что дает возможность установить совершенство его конструкции и оценить его экономичность по сравнению с двигателями других типов. В этих случаях выражения составляющих теплового баланса принято приводить не в единицах теплоты, а в процентах по отношению ко всей располагаемой теплоте, которая принимается за 100%:

$$q = q_e + q_w + q_{газ} + q_{н.\,с} + q_{ост} = 100\%, \qquad (290)$$

здесь

$$q_e = \frac{Q_e}{Q} 100\%; \quad q_w = \frac{Q_w}{Q} 100\%; \quad q_{газ} = \frac{Q_{газ}}{Q} 100\%;$$

$$q_{н.\,с} = \frac{Q_{н.\,с}}{Q} 100\%; \quad q_{ост} = \frac{Q_{ост}}{Q} 100\%.$$

О распределении теплоты, полученной при сгорании топлива в цилиндрах двигателя, можно судить по данным теплового баланса, приведенным в табл. 10.

Наибольшее количество теплоты превращается в полезную работу в дизелях, и поэтому дизели являются наиболее экономичными в эксплуатации.

Способы повышения мощности и КПД поршневых двигателей внутреннего сгорания. Увеличить мощность двигателя можно путем увеличения размеров и числа цилиндров, частоты вращения коленчатого вала или путем перехода с четырехтактного на двухтактный цикл работы.

Однако очень часто при создании двигателя внутреннего сгорания перед конструкторами ставится задача получения возможно

Таблица 10

Составляющая уравнения теплового баланса	Теплота, %, для двигателей		
	дизельных	карбюраторных	газовых
Теплота, эквивалентная полезной работе, q_e	29—42	21—30	23—28
Теплота, отведенная охлаждающим веществом, q_w	15—35	12—20	20—25
Теплота, потерянная с отработавшими газами, $q_{газ}$	25—45	30—55	35—45
Теплота, потерянная за счет неполного сгорания топлива в смеси, $q_{н.с}$	0—5	0—45	0—5
Остаточный член теплового баланса $q_{ост}$	2—5	3—6	5—10

большей мощности в цилиндре при заданных размерах. Как показали исследования и практика, наибольший эффект дает применение наддува: свежий заряд (горючей смеси в карбюраторных двигателях или воздуха в дизелях) сжимается в специальном нагнетателе (компрессоре) до 250—350 кПа, вследствие чего увеличивается масса заряда в цилиндре, что дает возможность в том же объеме цилиндра сжечь больше топлива, получить больше теплоты и увеличить мощность двигателя в 1,5—2 раза. Наддув широко применяют в дизелях. Осуществляют его поршневыми и ротационными объемными компрессорами, а также центробежными нагнетателями. Компрессоры и нагнетатели приводят в действие от двигателя или используя кинетическую энергию отработавших в двигателе газов для работы газовой турбины. Наддув, при котором для привода компрессора используется кинетическая энергия отработавших газов, называют газотурбинным. Этот наддув требует значительно меньше энергии, чем компрессорный, поэтому он более экономичен и получил широкое распространение на четырехтактных дизелях.

Классификация и области применения поршневых двигателей внутреннего сгорания. Поршневые двигатели внутреннего сгорания классифицируют по следующим признакам: по виду топлива — газовые, жидкого легкого топлива (бензин, легроин и керосин) и тяжелого топлива (дизельное топливо, соляровое масло, мазут и др.); по числу тактов, составляющих рабочий цикл, — четырех- и двухтактные; по способу приготовления горючей смеси (смесеобразования) — с внешним смесеобразованием (карбюраторные и газовые) и двигатели с внутренним смесеобразованием (дизельные); по числу цилиндров — одно-, двух- и многоцилиндровые; по расположению осей цилиндра — рядные вертикальные (рис. 178, *а*), рядные горизонтальные (рис. 178, *б*), V-образные (рис. 178, *в*) и звездообразные (рис. 178, *г*); по частоте вращения коленчатого вала и скорости движения поршня — быстроходные и

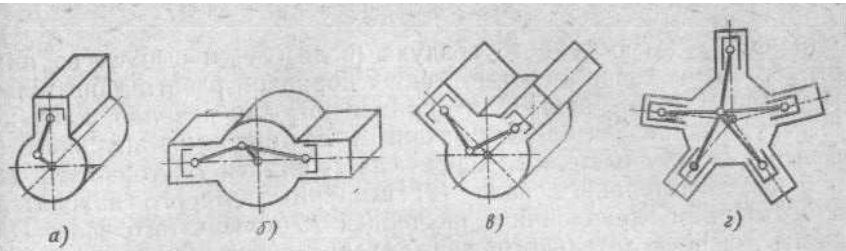


Рис. 178. Схемы относительного расположения цилиндров двигателя:
а — рядное вертикальное; *б* — рядное горизонтальное; *в* — V-образное; *г* — звездообразное

тихоходные; по применению — стационарные и передвижные. Стационарные двигатели приводят в действие рабочие органы машин и механизмов (компрессоров, насосов водокачек, воздуходувок, вентиляторов, буровых установок и т. д.). Передвижные двигатели приводят в действие транспортные машины (тепловозные, судовые, авиационные, автомобильные, тракторные, комбайновые и др.).

Широко применяют поршневые двигатели внутреннего сгорания, особенно на транспортных машинах. Объясняется это тем, что они мобильны, сравнительно дешевы в производстве, имеют малую металлоемкость и довольно высокий КПД.

Основные механизмы и системы поршневых двигателей внутреннего сгорания. *Остов двигателя* — неподвижная часть двигателя, на которой крепятся все его узлы. У мощных стационарных двигателей — это чугунная или стальная рама с корытообразным поддоном для масла и станиной, которая служит основанием для крепления цилиндров; у быстроходных двигателей малой и средней мощности — чугунный картер, который снизу закрыт поддоном для масла, а сверху на нем крепятся цилиндры каждый в отдельности или в общей отливке, называемой блоком. В транспортных двигателях картер отливается вместе с блоком цилиндров. Сверху цилиндры плотно закрыты каждый в отдельности или общей крышкой-головкой.

Кривошипно-шатунный механизм преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. Он включает в себя поршень *7* (см. рис. 164), воспринимающий давление газов и обеспечивающий непрерывное изменение объема цилиндра, необходимого для осуществления рабочего процесса, шатун *9*, передающий усилие от поршня коленчатому валу *12*, поршневой палец *8*, шарнирно соединяющий поршень с шатуном, коренные (рамные) подшипники, являющиеся опорами коленчатого вала, маховик *10*, выводящий поршень из мертвых точек и, благодаря большому моменту инерции облегчающий запуск двигателя.

Газораспределительный механизм осуществляет своевременный впуск в цилиндры горючей смеси (в карбюраторном двигателе)

или чистого атмосферного воздуха (в дизеле) и выпуск из них отработавших газов в соответствии с порядком работы двигателя. В четырехтактных двигателях применяют, как правило, клапанный газораспределительный механизм, состоящий из впускного *5* и выпускного *4* клапанов, коромысла *2*, штанги *19*, толкателя *18* и распределительного вала *17*, шестерня которого находится в постоянном зацеплении с шестерней *15* коленчатого вала. По длине распределительного вала расположены кулачки, число которых соответствует числу выпускных и впускных клапанов. Когда вращается коленчатый вал, то вместе с ним вращается и распределительный вал. При набегании кулачка на толкатель, последний перемещается вверх; через штангу и коромысло перемещает вниз соответствующий клапан, который открывает впускное или выпускное отверстие в цилиндре. При сбегании кулачка распределительного вала с толкателя клапан под действием силы разжимающей пружины плотно закрывает соответствующее отверстие.

Система питания приготовляет горючую смесь, состоящую из топлива и воздуха строго определенного состава, и подводит ее к цилиндрам двигателя.

В состав системы питания входят воздухоочиститель, очищающий атмосферный воздух от частичек пыли; топливный бак, предназначенный для создания запаса топлива на определенное время работы двигателя; топливный насос низкого давления (бензонасос у карбюраторного и подкачивающая помпа у дизельного двигателя), подающий топливо из топливного бака к карбюратору (у карбюраторного двигателя) или к насосу высокого давления (у дизеля); топливные фильтры, очищающие топливо от загрязняющих примесей; карбюратор, приготовляющий горючую смесь определенного состава в зависимости от режима работы двигателя; топливный насос высокого давления (у дизелей), подающий необходимое количество топлива к форсункам, которые впрыскивают его под давлением 8 МПа и выше в мелкораспыленном состоянии в цилиндры дизеля; топливопроводы, соединяющие агрегаты системы питания; впускной трубопровод (коллектор), подводящий горючую смесь или атмосферный воздух к цилиндрам двигателя; выпускной трубопровод (коллектор), отводящий отработавшие газы от цилиндров двигателя.

Система смазки предназначена для подачи масла к трущимся поверхностям деталей работающего двигателя, что приводит к уменьшению затрат мощности на преодоление трения и износ деталей. Кроме того, масло охлаждает детали и смывает с их поверхности металлические частицы износа. Для смазки двигателей применяют жидкие минеральные масла, вырабатываемые в основном из нефти и обладающие хорошими смазочными свойствами. Масло заливается в поддон картера или специальный масляный резервуар и подается к трущимся поверхностям деталей под давлением, создаваемым масляным насосом или разбрызгиванием внутри картера. При работе масло загрязняется продуктами изнашивания деталей двигателя, нагаром, смолистыми соединениями и т. д. Чтобы от этого не ухудшались смазочные свойства, масло очищается, проходя через фильтры грубой и тонкой очистки, входящие в состав системы смазки. При слишком высокой температуре масло быстро теряет свои качества, поэтому температуру его во время работы двигателя необходимо поддерживать оптимальной. Эту роль выполняет масляный радиатор, через который проходит масло при превышении оптимальной температуры.

Система охлаждения предназначена для отвода теплоты от сильно нагреваемых деталей двигателя. В зависимости от охлаждающего вещества различают воздушную и жидкостную системы охлаждения. В двигателях с воздушным охлаждением цилиндры обдувают снаружи потоком воздуха, создаваемым вентилятором. Для увеличения теплоотдачи цилиндры имеют по наружной поверхности ребра (см. рис. 164). Воздушное охлаждение имеют преимущественно транспортные двигатели.

В жидкостной системе охлаждения охлаждающая жидкость проходит через рубашку охлаждения двигателя, представляющую собой пространство, образованное стенками блока и цилиндров, а также стенками головок блока и камер сгорания. Жидкостная система охлаждения может быть проточной и циркуляционной. В проточной системе охлаждения охлаждающая жидкость под напором, создаваемым насосом, проходит через рубашку охлаждения всего лишь один раз и сбрасывается в канализацию. В циркуляционной системе охлаждения охлаждающая жидкость многократно возвращается в рубашку охлаждения после охлаждения ее в охладителе.

Система зажигания. Рабочая смесь в цилиндрах карбюраторного и газового двигателей поджигается от электрической искры, образуемой между электродами свечи зажигания, ввернутой в отверстие головки блока цилиндров. Для этого к электродам свечи необходимо приложить напряжение 12—14 кВ. Система зажигания преобразует ток низкого напряжения (6—12 В) в ток высокого напряжения и распределяет его по цилиндрам в соответствии с порядком работы двигателя.

Различают зажигание батарейное и от магнето высокого напряжения. Батарейное зажигание в основном имеют автомобильные карбюраторные двигатели. Авиационные, мотоциклетные и стационарные карбюраторные двигатели имеют систему зажигания от магнето высокого напряжения, представляющего прибор, который вырабатывает ток низкого напряжения, преобразует его в ток высокого напряжения и направляет его к свечам зажигания.

Система регулирования обеспечивает постоянное соответствие (равенство) между мощностью, развиваемой двигателем, и внешними нагрузками, которые должен преодолевать двигатель. Сохранение постоянного скоростного режима работы двигателя достигается уменьшением или увеличением поступления в цилиндры

двигателя количества горючей смеси или топлива. Для этого на двигателях устанавливают автоматические регуляторы. Широко применяют механические центробежные регуляторы. У карбюраторных двигателей при изменении нагрузки и частоты вращения коленчатого вала регулятор воздействует на дроссельную заслонку карбюратора, а у дизельных двигателей — на рейку топливного насоса высокого давления.

Существуют три способа регулирования мощности двигателя: количественный, качественный и смешанный.

Количественный способ регулирования заключается в изменении количества горючей смеси установленного состава, поступающей в цилиндры двигателя. Состав смеси, а следовательно, коэффициент избытка воздуха, не изменяются. Это способствует более полному сгоранию топлива при любых нагрузках. Количественный способ регулирования применяют в карбюраторных двигателях.

При качественном способе регулирования изменяют количество впрыскиваемого топлива в цилиндр двигателя при изменении нагрузки и неизменном объеме воздуха. Поэтому при изменении нагрузки изменяются количество топлива в горючей смеси и коэффициент избытка воздуха. Такой способ регулирования применяют в дизельных двигателях.

Смешанный способ регулирования объединяет в себе количественный и качественный. При больших нагрузках производят качественное регулирование, а при малых — количественное.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каков принцип работы двухтактного и четырехтактного поршневого двигателя внутреннего сгорания?
2. Расскажите о теоретических циклах двигателей внутреннего сгорания.
3. В чем различие между теоретическим и действительным циклом двигателя внутреннего сгорания?
4. Как осуществляется смесеобразование в двигателях с внешним смесеобразованием (карбюраторных и газовых) и внутренним смесеобразованием (дизелях)?
5. Что характеризует индикаторная диаграмма?
6. Напишите уравнение теплового баланса и расскажите о каждой его составляющей.
7. Какие существуют способы повышения мощности поршневых двигателей внутреннего сгорания и какой из них наиболее эффективный?
8. Как классифицируются двигатели внутреннего сгорания, каковы области их применения?
9. Из каких механизмов и систем состоит поршневой двигатель внутреннего сгорания? Каково назначение каждой из них?

§ 24. Паровые и газовые турбины

Паровые и газовые турбины являются основным типом двигателя на современных тепловых электростанциях. Турбины имеют ряд преимуществ перед другими тепловыми двигателями. Главные из них — компактность, возможность получения больших мощно-

Кинетическая энергия пара используется полностью, если $c_2 = 0$, т. е. при $c_1 = 2u$. Тогда

$$u/c_1 = 1/2. \tag{294}$$

Так как в турбинах струя пара направлена под некоторым углом α к плоскости вращения лопаток, то, как показывают расчеты, наиболее выгодно отношение

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2}\cos\alpha, \tag{295}$$

соответствующее значениям 0,45—0,49. Кроме того, хотя выходная скорость пара c_2 должна быть минимальной, она не может быть равной нулю, и поэтому отношение u/c_1 еще меньше.

Скорость истечения пара зависит от располагаемого теплопадения. При применении пара высоких параметров скорости истечения пара очень велики, следовательно, должны быть очень велики и окружные скорости вращения дисков турбины. При этом в материале диска возникают большие напряжения, связанные с возникновением больших центробежных сил.

Изменение же наиболее выгодного отношения u/c_1 вызывает резкое снижение КПД турбины. Значит в одноступенчатой турбине можно использовать лишь небольшие теплопадения. Кроме того, большинство машин, приводимых в действие турбинами, требуют частоты вращения не более 50 $с^{-1}$. Поэтому турбины мощностью примерно 1 МВт и более имеют несколько ступеней давления, а нередко и 2—3 ступени скорости.

Ступени давления. В многоступенчатых турбинах весь процесс расширения пара разделен на части или ступени, в каждой используется небольшой перепад давлений. Если разделить располагаемый перепад давлений на число ступеней z таким образом, чтобы в каждой ступени использовать равные теплопадения, то скорость истечения пара в каждой ступени будет в $\sqrt{z}$ раз меньше, чем в одноступенчатой турбине, использующей то же теплопадение. Действительно скорость истечения в одноступенчатой турбине $c_1 = 1{,}41\varphi\sqrt{i_1 - i_2}$, где φ — скоростной коэффициент сопла, который показывает, во сколько раз скорость на выходе из сопла меньше скорости обратимого истечения. Для сопл паровых турбин $\varphi = 0{,}90 \ldots 0{,}96$. В каждой ступени многоступенчатой турбины используется теплопадение $(i_1 - i_2)/z$, поэтому скорость истечения из каждой ступени

$$c_1 = 1{,}41\varphi\sqrt{(i_1 - i_2)/z}. \tag{296}$$

На рис. 182 дан схематический разрез трехступенчатой активной турбины, графики давления и абсолютной скорости пара. Корпус турбины разделен диафрагмами на три отдельные камеры. Пар из паропровода поступает в кольцевую камеру A. В соплах 1,

НЕТ СТРАНИЦ

расположенных по окружности кольцевой камеры, пар расширяется до давления p_1, приобретает скорость c_1 и поступает на рабочие лопатки *2* первой ступени. После первой ступени скорость пара уменьшается до c_2. В соплах *3* второй ступени, расположенных в диафрагме, пар опять расширяется и поступает на рабочие лопатки *4*. Аналогичный процесс протекает в третьей ступени, в которой пар расширяется до давления в выпускном патрубке, соединенном с атмосферой или конденсатором. В современных турбинах число ступеней давления достигает 20 и более, скорости в каждой ступени получаются небольшими. Причем большие перепады давлений осуществляются в первой и последней ступенях. Это способствует понижению давления и температуры пара после первой ступени и уменьшению высоты лопаток в последних ступенях.

Ступени скорости. Активная ступень давления может быть разделена на две (иногда на три) ступени скорости. На рис. 183 показан разрез активной турбины с двумя ступенями скорости. Пар при давлении p_0 поступает в сопло *2*. Вытекая со скоростью c_1 из сопла, пар поступает на первый ряд рабочих лопаток *1*, где частично используется его кинетическая энергия. Выходя со скоростью c_2 с первого ряда рабочих лопаток, пар попадает в направляющий

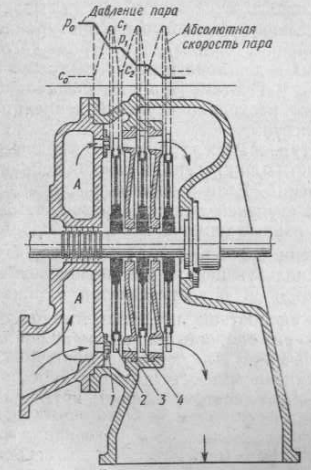


Рис. 182. Трехступенчатая активная турбина:
1 — сопла первой ступени; *2* — рабочие лопатки первой ступени; *3* —сопла второй ступени; *4* — рабочие лопатки второй ступени

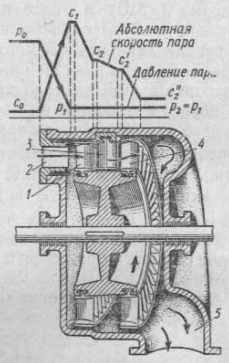


Рис. 183. Одноступенчатая активная турбина с двумя ступенями скорости:
1, 4 — рабочие лопатки первой и второй ступеней скорости; *2* — сопло; *3* — направляющие лопатки; *5* — выпускной патрубок

аппарат из неподвижных лопаток *3*, который предназначен для изменения направления движения пара без снижения его давления. Вследствие потерь в направляющих лопатках скорость пара несколько уменьшается. С этой скоростью c_2' пар входит на второй ряд рабочих лопаток *4*, где используется еще часть его кинетической энергии. С незначительной скоростью c_2'' пар поступает в выпускной патрубок *5*. Подобные турбины небольшой мощности применяют для привода центробежных насосов, вентиляторов и т. п.

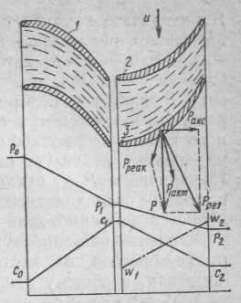


Рис. 184. Схема проточной части реактивной ступени давления:
1 — сопло; *2, 3* — рабочие лопатки

Ступени скорости позволяют использовать большие перепады давлений при меньших частотах вращения ротора, чем простая ступень давления. Очень часто двухвенечную ступень давления применяют в качестве первой (регулирующей) ступени многоступенчатых турбин. Значение этой ступени заключается в том, что в ней используется значительная часть теплопадения, а это дает возможность снизить давление и температуру пара в корпусе турбины, уменьшить число последующих ступеней и тем самым уменьшить размеры и удешевить турбину.

Реактивный принцип действия паровой турбины. В реактивных турбинах пар лишь частично расширяется в соплах. Окончательное расширение пара происходит на рабочих лопатках. Расширение пара в межлопаточных каналах сопровождается его ускорением по отношению к рабочим лопаткам, вследствие чего пар оказывает на лопатки турбины, кроме активного давления отклонения струи, еще и реактивное давление. Реактивное давление направлено противоположно скорости вытекающей струи. Таким образом, турбины, называемые реактивными, обычно работают и по реактивному и по активному принципу.

На рис. 184 изображена схема проточной части реактивной ступени давления. Пар под давлением p_0 через сопло *1* подводится к рабочим лопаткам *2* и *3*. В сопле пар частично расширяется, скорость его возрастает до c_1. В канале, образованном рабочими лопатками, струя пара изменяет свое направление. В результате этого под действием центробежных сил струи лопатка испытывает суммарное усилие, которое мы обозначим $P_{акт}$. Очевидно, что направление силы $P_{акт}$ зависит от формы лопатки. Так как сечение канала между лопатками уменьшается в направлении движения струи, то пар расширяется, давление его падает до конечного для данной ступени значения p_2; относительная скорость пара возрастает от w_1 до w_2, а абсолютная — уменьшается до c_2 вследствие уменьшения кинетической энергии, преобразованной в работу.

В результате ускорения струи пара в канале между лопатками возникают реактивные силы, которые дадут равнодействующую $P_{реак}$, направление которой также зависит от формы лопаток. Сложив силы $P_{акт}$ и $P_{реакт}$, получим общую равнодействующую силу P. Кроме того, в реактивной ступени возникает в результате разности давлений p_1 и p_2 пара у входа и выхода из межлопаточного канала добавочное осевое (аксиальное) усилие $P_{акс}$. Поэтому на лопатку действует сила $P_{рез}$, равная сумме сил P и $P_{акс}$. Направление $P_{рез}$ отклоняется от плоскости движения лопаток в сторону последующих ступеней низкого давления. Этим обусловливается возникновение осевого усилия, действующего на ротор.

Степенью реакции ступени ρ называют отношение теплопадения, приходящегося на часть процесса, протекающего на рабочих лопатках, к общему располагаемому теплопадению ступени $h_0 = h_1 + h_2$:

$$\rho = h_2/(h_1 + h_2), \qquad (297)$$

где h_2 и h_1 — части располагаемого теплопадения, приходящиеся на рабочие лопатки и сопла (направляющие лопатки) соответственно.

В многоступенчатых реактивных турбинах сопловые каналы образуются венцами неподвижных (направляющих) лопаток, укрепленных в корпусе турбины. Рабочие (подвижные) и направляющие лопатки имеют одинаковый профиль.

На рис. 185 показана схема реактивной многоступенчатой турбины. Ротор *7* турбины выполнен в виде барабана, на котором укреплены рабочие лопатки *2* и *6*. Направляющие лопатки *1* и *5* укреплены в корпусе *4* турбины. Для компенсации действия осевого усилия $P_{акс}$ служит разгрузочный поршень *8*. Соединительный трубопровод *3* сообщает пространство перед разгрузочным поршнем с выпускным патрубком. Вследствие разности давлений пара по обеим сторонам поршня последний испытывает усилие, уравновешивающее осевое усилие, развивающееся в проточной части турбины и направленное в сторону движения пара. Так как в реактивных турбинах имеется разность давлений с обеих сторон рабочих лопаток в каждой ступени, то неизбежны утечки пара через зазоры между рабочими лопатками и корпусом между направляющими лопатками и ротором. Для уменьшения разности давлений, а следовательно, и утечек пара располагаемый перепад давлений делят на большое число ступеней, поэтому мощные реактивные турбины имеют значительное число ступеней давлений (иногда до 100).

Рабочий процесс в соплах турбины. Рабочий процесс в паровой турбине можно разделить на два отдельных процесса. Первый из них, заключающийся в преобразовании теплоты пара в кинетическую энергию, осуществляется в соплах. При отсутствии теплообмена с окружающей средой энтальпия пара понижается на

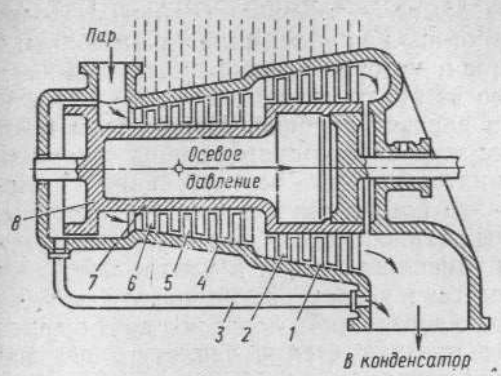


Рис. 185. Схема реактивной многоступенчатой турбины:
1 и *5* — направляющие лопатки; *2* и *6* — рабочие лопатки; *3* — соединительный трубопровод; *4* — корпус; *7* — ротор; *8* — разгрузочный поршень

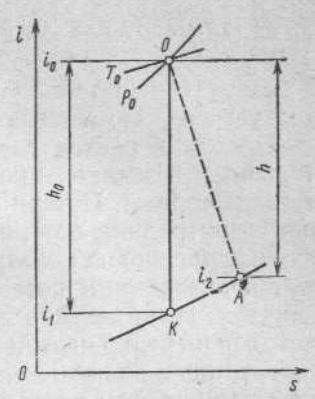


Рис. 186. Процесс расширения пара в соплах в координатах i, s

$h_0 = i_0 - i_1$, где i_0 — энтальпия пара перед соплом; i_1 — энтальпия пара после расширения в сопле.

Рассмотрим этот процесс в координатах i, s (рис. 186). При начальных параметрах пара p_0 и T_0 начальное состояние его перед соплом определяется точкой O пересечения изобары p_0 и изотермы T_0. При адиабатном расширении пара до давления p_1 располагаемое теплопадение изобразится на диаграмме отрезком адиабаты $OK = h_0$. За счет этого теплопадения пар, подходящий к соплу со скоростью c_0, получает приращение кинетической энергии

$$h_0 = (c_{1т}^2 - c_0^2)/2. \qquad (298)$$

Конечная скорость пара на выходе из сопла при этом

$$c_{1т} = 1{,}41\sqrt{h_0 + c_0^2/2}. \qquad (299)$$

Вследствие вредных сопротивлений в сопловом канале действительная скорость пара на выходе из сопла меньше теоретической и равна $c_1 = \varphi c_{1т}$, или

$$c_1 = 1{,}41\sqrt{h_0\varphi^2 + \frac{\varphi^2 c_0^2}{2}} = 1{,}41\sqrt{h + \frac{\varphi^2 c_0^2}{2}}, \qquad (300)$$

где $h = h_0\varphi^2$ — действительное теплопадение, используемое в сопле; $\varphi = 0{,}9 \ldots 0{,}96$.

Потери в соплах возникают вследствие трения частиц пара о стенки сопла и друг о друга. Они зависят главным образом от скорости пара, размеров, кривизны и шероховатости поверхности сопла. Работа трения частиц пара друг о друга и о стенки сопла приводит к повышению энтальпии пара. Следовательно, в сопле теряется некоторая доля кинетической энергии, которая превращается в теплоту и повышает конечное значение энтальпии и энтропии пара. Поэтому состояние пара при выходе из сопла можно

представить точкой A на диаграмме i—s. Кривая OA приближенно изобразит процесс расширения пара в сопле. Величина h является действительным теплопадением, которое преобразуется в кинетическую энергию выходящего из сопла пара.

Потери и расход пара в паровой турбине. Мощность и КПД турбины. Рабочий процесс турбины сопровождается неизбежными потерями. Потери принято разделять на внутренние и внешние. Внутренние потери — это потери внутри корпуса турбины, они уменьшают используемый теплоперепад. Кроме потерь в соплах к внутренним потерям относятся потери в каналах рабочих лопаток, возникающие вследствие ударов частиц пара о кромки лопаток и трения частиц пара о поверхности лопаток и друг о друга (потерянная энергия также превращается в теплоту, повышая энтальпию пара); потери от влажности пара в последних ступенях турбины, возникающие вследствие того, что частицы влаги в паре движутся медленнее сухого пара (особенно вредно разрушающее действие частиц влаги на входные кромки рабочих лопаток, поэтому степень сухости пара в последних ступенях не должна быть менее $X = 0{,}77 \ldots 0{,}90$); потери, связанные с утечками пара через зазоры между диафрагмами и валом или рабочими лопатками и корпусом (у реактивных турбин); выходные потери, обусловленные тем, что пар по выходе из турбины обладает еще некоторой кинетической энергией.

Внутренние потери приводят к уменьшению используемого в ступени давления теплоперепада. Однако в многоступенчатых турбинах часть теплоты, соответствующей потерям и увеличивающей энтальпию пара, используется в последующих ступенях. Кроме того, в многоступенчатых турбинах может быть использована в последующей ступени значительная часть энергии выходной скорости пара.

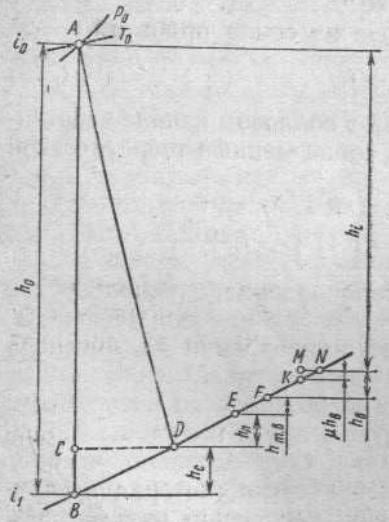


Рис. 187. Рабочий процесс активной ступени давления в координатах i, s

Для нахождения на диаграмме i—s точки, соответствующей действительному состоянию пара после ступени давления, необходимо отложить на теоретической адиабате расширения AB потери энергии, которые повышают энтальпию пара, а затем спроектировать полученные точки на изобару конечного давления (рис. 187).

Конечное состояние пара за данной ступенью характеризуется точкой K. Использованный в ступени давления теплоперепад

$$h_i = h_0 - (h_c + h_л + h_{т.в} + h_в), \qquad (301)$$

где h_c — потери в соплах; $h_л$ — потери на рабочих лопатках; $h_{т.в}$ — потери на трение; $h_в$ — выходные потери.

Отношение использованного в ступени теплоперепада к располагаемому теплоперепаду называется относительным внутренним КПД ступени:

$$\eta_{0i} = h_i/h_0. \qquad (302)$$

Очевидно, что используемый в многоступенчатой турбине теплоперепад представляет сумму использованных теплоперепадов во всех ступенях:

$$H_i = \sum_i h_i.$$

Внутренний относительный КПД турбины

$$\eta_{0i} = H_i/H_0. \qquad (303)$$

Если расход пара на турбину составляет G кг/ч, располагаемое теплопадение H_0 кДж/кг, внутренний относительный КПД η_{0i}, то теплота, превращенная во внутреннюю работу, равна $H_0 G \eta_{0i}$. Следовательно, внутреннюю мощность турбины, кВт, можно выразить формулой

$$N_i = \frac{1}{3600} H_0 G \eta_{0i}. \qquad (303)$$

К внешним потерям турбины относятся механические потери и потери от утечки пара через концевые уплотнения.

Механические потери — это затраты энергии на преодоление трения в подшипниках и привод вспомогательных механизмов. Они учитываются механическим КПД турбины, который представляет собой отношение эффективной мощности на валу турбины N_e к ее внутренней мощности:

$$\eta_м = \frac{N_e}{N_i}. \qquad (305)$$

Для крупных турбин $\eta_м = 0{,}98 \ldots 0{,}99$, для турбин небольшой мощности $\eta_м = 0{,}94 \ldots 0{,}95$.

Относительный эффективный КПД η_{0e} представляет собой отношение действительной (эффективной) мощности турбины N_e к ее теоретической мощности $N_т$, определяемой по располагаемому теплопадению H_0 перед турбиной и по количеству пара, подводимому к турбине, $N_т = \frac{1}{3600} G H_0$;

$$\eta_{0e} = N_e/N_т. \qquad (306)$$

Значение η_{0e} зависит от мощности турбины, ее конструкции и от параметров пара. Для крупных турбин $\eta_{0e} = 0{,}84 \ldots 0{,}86$; для турбин средней мощности $\eta_{0e} = 0{,}75 \ldots 0{,}8$.

Если известна мощность на клеммах генератора $N_э$, то КПД турбогенератора, в целом называемый относительным электрическим КПД, определяется отношением

$$\eta_{0э} = N_э/N_т \qquad (307)$$

или

$$\eta_{0э} = \eta_{0e}\eta_г = \eta_{0i}\eta_г\eta_м, \qquad (308)$$

где $\eta_г$ — КПД генератора, зависящий от мощности генератора; $\eta_г = 0{,}94 \ldots 0{,}99$.

Характеристикой экономичности турбины является также удельный эффективный расход пара, т. е. расход пара на единицу эффективной мощности турбины, кг/(кВт·ч):

$$g_e = \frac{G}{N_e}. \qquad (309)$$

Расход пара на выработку 1 кВт·ч электрической энергии обычно называют удельным электрическим расходом пара, кг/(кВт·ч)

$$g_э = \frac{G}{N_э}. \qquad (310)$$

Для турбин средней мощности удельный расход пара составляет 5—6 кг/(кВт·ч). Этот расход снижается при увеличении мощности турбины, а также при высоких начальных параметрах пара до 3,8—4,5 кг/(кВт·ч).

Приведенные формулы справедливы для турбин, у которых пар расширяется до давления в конденсаторе и вся теплота пара используется для выработки электроэнергии. Такие турбины называют конденсационными.

Номинальной мощностью турбины называют максимальную мощность, которую турбина способна развивать длительное время. На основании расчетов и испытаний турбин известно, что при изменении нагрузки меняется как общий расход пара на турбину, так и его удельный расход.

Экономическая мощность турбины $N_{эк}$ соответствует режиму ее работы, при котором удельный расход пара $g_{эк}$ является минимальным.

На рис. 188 показана зависимость расхода пара G от нагрузки N. Расход пара возрастает от минимального значения $G_{х.х}$ при холостом ходе до значения $G_н$ при номинальной мощности турбины. Зависимость между $G_{х.х}$ и $G_н$ выражается равенством

$$G_{х.х} = xG_н, \qquad (311)$$

где x — коэффициент холостого хода.

Обычно $N_{эк} = (0{,}8 \ldots 0{,}9)\, N_н$, но приближенно можно принять, что номинальный расход пара

$$G_н = g_{эк}N_н. \qquad (312)$$

Регулирование паровых турбин. Система регулирования непрерывно поддерживает равенство между мощностью, развиваемой турбиной, и нагрузкой генератора, что имеет большое значение для нормальной работы электростанций. В зависимости от конструкции (типа) пароraспределительного устройства различают дроссельное (качественное), сопловое (количественное) и обводное регулирование мощности паровых турбин.

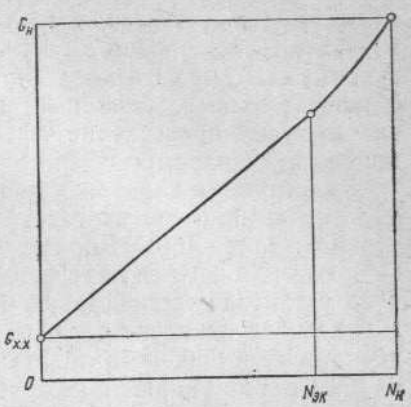


Рис. 188. Зависимость расхода пара от нагрузки турбины

При дроссельном регулировании пароraспределительным устройством является клапан большого диаметра, который при изменении величины открытия изменяет количество свежего пара, поступающего в турбину. Одновременно происходит дросселирование пара и снижение его параметров. Очевидно, что пар поступает к соплам без дросселирования только при максимальной нагрузке турбины. Недостатком такого регулирования является низкая экономичность при недогрузках турбины в результате уменьшения располагаемого теплопадения.

При сопловом регулировании сопловой аппарат первой (регулирующей) ступени разбит на несколько групп, перед каждой из которых размещается отдельная камера с впускным клапаном; каждый клапан открывается последовательно один за другим. Так как открытие или закрытие каждого последующего клапана начинается почти после полного открытия или закрытия предыдущего, то дросселирование пара происходит только в одном клапане при полностью открытых и закрытых всех остальных. Такое регулирование более экономично и, несмотря на сравнительную сложность конструкции, получило широкое распространение в современных паровых турбинах.

В турбинах больших мощностей полное открытие всех клапанов, подводящих пар в первую регулируемую ступень, не обеспечивает получения полной мощности. Поэтому при переходе турбины на полную мощность производят добавочный впуск свежего пара, минуя первую ступень, непосредственно к одной или нескольким промежуточным ступеням через специальные обводные последовательно открывающиеся клапаны. Такое регулирование называется обводным.

Кроме основной системы регулирования турбины всегда предусматривается наличие еще одного регулятора — предохранительного выключателя, называемого также регулятором безопасности или автоматом безопасности. Назначение регулятора безопасности — мгновенно закрыть доступ пару в турбину, если частота

вращения вала турбины превышает номинальную величину (на 10—12%). Это связано с тем, что некоторые вращающиеся детали турбин, даже при нормальной скорости вращения вала, работают с напряжениями, близкими к предельно допустимым. Поэтому значительное превышение частоты вращения вала турбины может привести к аварии.

Конструкция паровых турбин. Общее устройство турбины рассмотрим на примере многоступенчатой активной конденсационной турбины (рис. 189). Корпус *21* турбины выполнен разъемным. Опорами для него служат фундаментные рама *3* и балка *19*. В корпусе установлены диафрагмы *11* с соплами *12*. Турбина имеет *12* активных ступеней давления. Вал турбины с закрепленными на нем дисками *14* и рабочими лопатками *13* вращается в подшипниках *6* и *16*. Опорно-упорный подшипник *6* обеспечивает определенное положение ротора турбины по отношению к статору. В местах выхода вала из корпуса расположены лабиринтные уплотнения *7* и *15*. Посредством червячной передачи *5* от главного вала *1* турбины приводятся в движение зубчатый масляный насос и вал регулятора турбины *4*. Турбина имеет сопловое регулирование первой регулирующей ступени *10*. Групповые клапаны *8* поднимаются кулачками *9* распределительного вала, который поворачивается масляным сервомотором. В нижней части корпуса турбины находятся патрубки *2*, по которым отводится пар из промежуточных ступеней для регенеративного подогрева питательной воды. Отработавший пар уходит в конденсатор по выпускному патрубку *20*. Вал *1* турбины соединен с валом ротора электрогенератора упругой муфтой *17*. Турбина имеет поворотное устройство *18*, которое предназначено для медленного вращения ротора, обеспечивающего его равномерный прогрев перед пуском и равномерное охлаждение после остановки турбины. Это устройство состоит из электродвигателя, который посредством червячной и зубчатой передач вращает соединительную муфту ротора.

Конденсационные устройства паровых турбин. Конденсационное устройство предназначено для создания вакуума в выпускной части турбины, а также для конденсации отработавшего в турбине пара. Очевидно, что чем больше разрежение в конденсаторе, тем больший теплоперепад может быть использован турбиной при одних и тех же начальных параметрах пара. Поэтому стационарные турбины имеют конденсационные устройства, создающие глубокий вакуум. Для паровых турбин применяют конденсаторы, в которых пар не соприкасается с окружающей водой. Образованный конденсат используется для питания паровых котлов. На рис. 190 дана схема устройства поверхностного конденсатора. Этот конденсатор представляет собой стальной сварной барабан (корпус *1*) с двумя крышками *4* по торцам. На концах барабана посредством двух вертикальных листов *2* называемых трубными досками, отделены водяные камеры *5* от пара. Водяные камеры, в свою очередь, часто разделяются перегородками на два или несколько отделений.

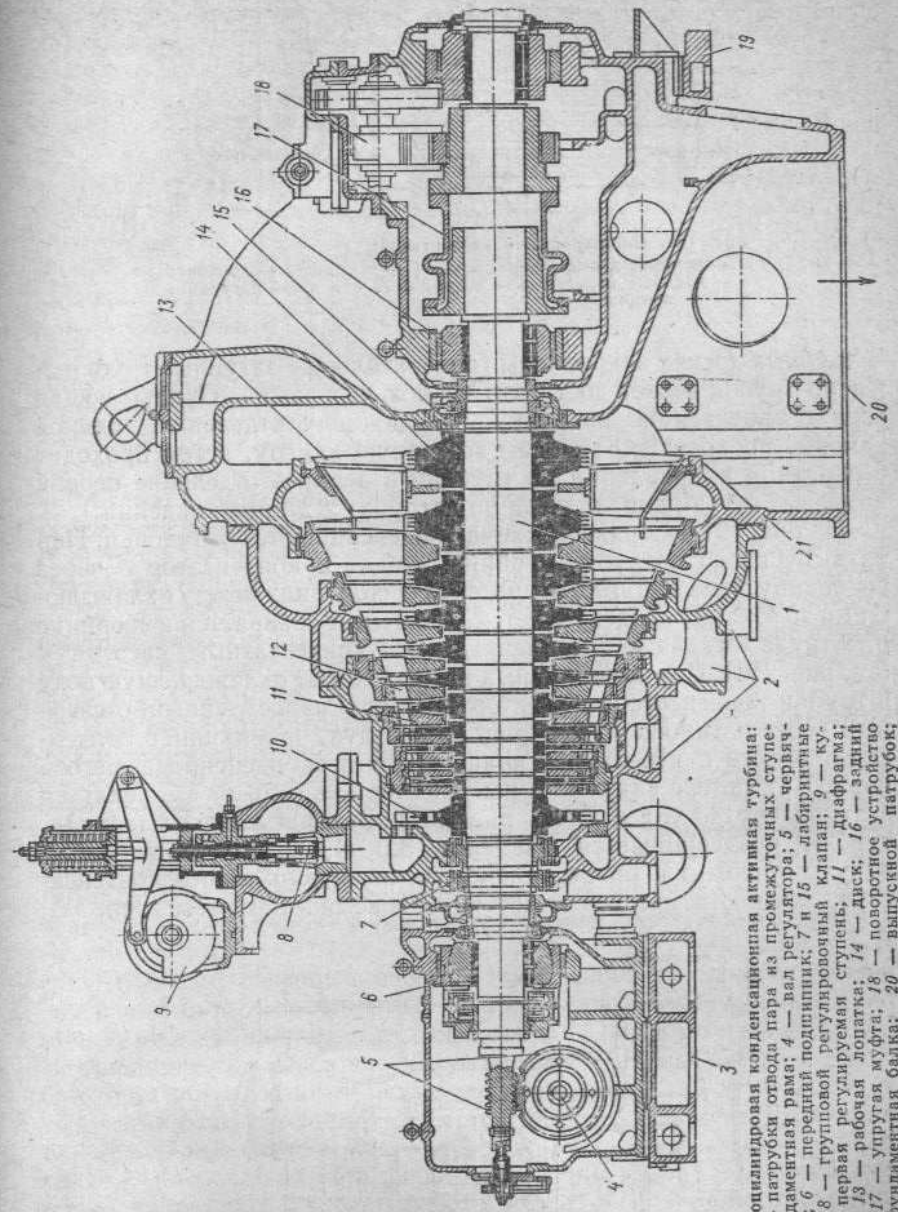


Рис. 189. Одноцилиндровая конденсационная активная турбина: *1* — вал; *2* — патрубки отвода пара из промежуточных ступеней; *3* — фундаментная рама; *4* — вал регулятора; *5* — червячная передача; *6* — передний подшипник; *7* и *15* — лабиринтные уплотнения; *8* — групповой регулировочный клапан; *9* — кулачок; *10* — первая регулируемая ступень; *11* — диафрагма; *12* — сопло; *13* — рабочая лопатка; *14* — диск; *16* — задний подшипник; *17* — упругая муфта; *18* — поворотное устройство вала; *19* — фундаментная балка; *20* — выпускной патрубок; *21* — корпус турбины

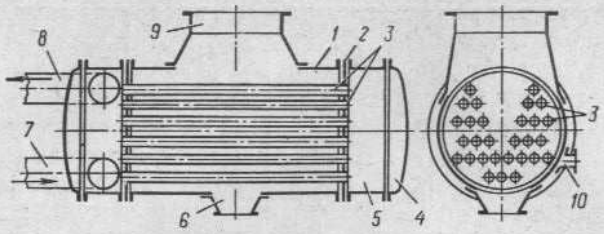


Рис. 190. Поверхностный конденсатор:
1 — корпус; *2* — трубные доски; *3* — трубки; *4* — крышка; *5* — водяные камеры; *6* — сборник; *7*, *8* и *10* — патрубки; *9* — горловина

В трубных досках закреплены горизонтальные латунные трубки *3*. Число трубок может достигать нескольких тысяч. Охлаждающая вода подводится по патрубку *7* к нижнему отделению водяной камеры, проходит по трубкам во вторую камеру, затем проходит в обратном направлении по трубкам в верхнее отделение первой камеры, откуда направляется по патрубку *8* для охлаждения.

На рис. 191 изображена схема конденсационной установки. Пар из выпускного патрубка турбины входит в конденсатор *3* через горловину *9* (см. рис. 190) и, протекая сверху вниз между охлаждающими трубками, конденсируется. Конденсат собирается в сборнике *6*, откуда откачивается специальным конденсатным насосом *4* (см. рис. 191). Циркуляционный насос *5* подает охлаждающую воду в трубки конденсатора. Эжектор *1* (обычно пароструйный) отсасывает через патрубок *10* (см. рис. 190) воздух, проникший в конденсатор вместе с небольшим количеством несконденсировавшегося пара. При потере вакуума в конденсаторе пар может выпускаться в атмосферу по трубе *2* (см. рис. 191). В конденсаторах паровых турбин поддерживается давление 3,0—4,0 кПа. Дальнейший вакуум приводит к значительному увеличению размеров конденсатора, мощности насосов и поэтому экономически невыгоден.

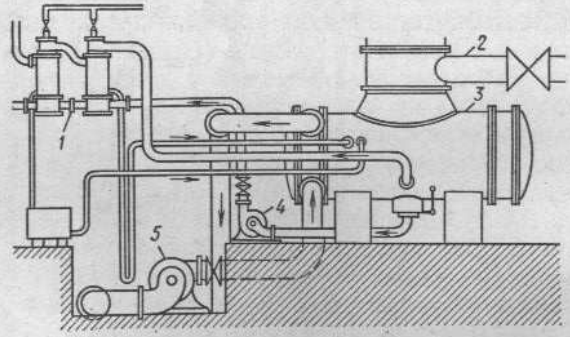


Рис. 191. Схема конденсационной установки:
1 — эжектор; *2* — выпускная труба; *3* — конденсатор; *4* — конденсатный насос; *5* — циркуляционный насос

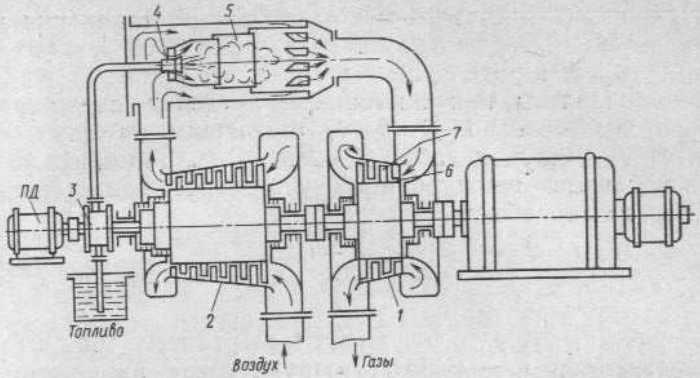


Рис. 192. Газотурбинная установка со сгоранием при постоянном давлении:
1 — турбина; *2* — компрессор; *3* — топливный насос; *4* — форсунка; *5* — камера сгорания; *6* — сопло; *7* — рабочие лопатки

Схема и рабочий процесс газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении (p = const). Рабочим телом газовой турбины является газ, который, выходя с большой скоростью из сопла, попадает на лопатки рабочего колеса турбины и, вращая его, совершает работу. Отработавший газ через выпускную трубу выбрасывается в атмосферу. Газ образуется при сгорании топлива в камере сгорания газотурбинной установки, где оно сжигается при постоянном давлении (непрерывно).

Схема простейшей газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении приведена на рис. 192. Воздух из окружающей среды засасывается компрессором *2*, адиабатно сжимается до требуемого давления и подается в камеру сгорания *5*, куда насосом *3* через форсунку *4* подается топливо. Образовавшаяся смесь топлива с воздухом сгорает. Продукты сгорания (газ) при постоянном давлении поступают через сопло *6* на рабочие лопатки *7* рабочих дисков турбины *1*, а затем через выпускную трубу выходят в атмосферу.

Процессы, совершающиеся в такой газотурбинной установке, изображаются в координатах p, v следующим образом (рис. 193). Воздух засасывается из атмосферы в компрессор по изобаре *5—1* и подвергается адиабатному сжатию от давления p_1 до давления p_2 (адиабата *1—2*). При постоянном давлении p_2 он нагнетается в камеру сгорания, в которой сжигается топливо (подвод теплоты q_1 — изобара *2—3*). Затем образовавшиеся газы при температуре 1000—1100 К в стационарных и 1100—1200 К в авиационных турбинах поступают в сопло. Расши-

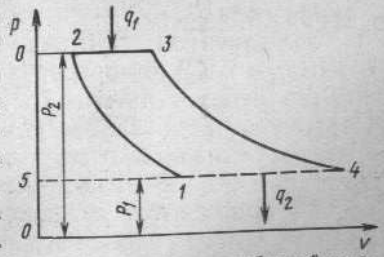


Рис. 193. Цикл газотурбинной установки со сгоранием при постоянном давлении

ривишись в нем (адиабата *3—4*) до атмосферного давления p_1, отработавшие газы выбрасываются в атмосферу (изобара *4—5*).

Таким образом, идеальный цикл газотурбинной установки с подводом теплоты при постоянном давлении представляется круговым процессом: *1—2—3—4*, состоящим из двух изобар (*2—3* и *4—1*) и двух адиабат (*1—2* и *3—4*). Термический КПД идеального цикла газотурбинной установки, приведенного на рис. 193 согласно общему определению:

$$\eta_т = \frac{l_т - l_к}{q_1}, \qquad (313)$$

где $l_т$ — работа, которую совершает 1 кг рабочего тела в газовой турбине, кДж/кг; $l_к$ — работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре, кДж/кг: q_1 — количество теплоты, подведенной к 1 кг рабочего тела в камере сгорания, кДж/кг.

Термический КПД идеального цикла не учитывает потери, имеющиеся в газотурбинных установках. Поскольку полезная работа газотурбинной установки зависит от работы, совершаемой турбиной, и работы, потребляемой компрессором, то КПД установки в целом зависит от КПД турбины и компрессора, а также от потерь, имеющихся в них. Считаем, что процессы сжатия в компрессоре и расширения в турбине протекают адиабатно. В действительном цикле сжатие в компрессоре осуществляется по политропе, и получение такой же степени сжатия, как и при адиабатном сжатии, потребует затраты большей работы; в турбине в результате расширения газа температура на выходе из нее будет выше, чем при адиабатном расширении, а следовательно, и совершаемая ею работа будет меньшей. Следует еще учесть потери на преодоление трения газов о лопатки и в соплах турбины. Тогда индикаторный КПД действительного (реального) цикла газотурбинной установки определяется формулой

$$\eta_i = \frac{l_т \eta_т - l_к \frac{1}{\eta_к}}{q_1}, \qquad (314)$$

где $l_т$, $\eta_т$, $l_к$ и $\eta_к$ — соответственно работа и КПД турбины и компрессора.

Существенное влияние на КПД газотурбинной установки оказывает КПД компрессора $\eta_к$. Это объясняется тем, что компрессор потребляет почти 75% развиваемой турбиной мощности. Поэтому незначительное уменьшение его КПД связано со значительным снижением полезной мощности, отдаваемой в целом. Так, снижение КПД компрессора с 85 до 75% при степени сжатия $\varepsilon_p = 6$ приводит к уменьшению индикаторного КПД установки на 40%. Отсюда вполне понятны и оправданы высокие требования, предъявляемые к компрессорам, которые применяются для газотурбинных установок.

Индикаторный КПД еще не характеризует полезную работу, совершаемую газотурбинной установкой, так как он не учитывает механических потерь, связанных с трением в подшипниках вала турбины, компрессора и вспомогательного оборудования. Эти потери учитываются механическим КПД $\eta_м$, равным для современных газотурбинных установок 0,98—0,99. Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_м. \qquad (315)$$

Для современных газотурбинных установок, работающих со степенью увеличения давления $\varepsilon_p = 5 \ldots 7$ и температурой газов на входе в турбину, равной 920—2270 К, $\eta_e = 0{,}20 \ldots 0{,}25$.

Практика показывает, что температура газов, выходящих из газовой турбины, всегда выше температуры воздуха, поступающего в камеру сгорания. Это позволяет совершенствовать процесс превращения теплоты в механическую работу путем передачи теплоты отработавших газов воздуху, выходящему из компрессора и поступающему в камеру сгорания. Этот теплообмен между отработавшими газами и нагнетаемым воздухом осуществляется в специальном регенераторе трубчатого или пластинчатого типа. Применение регенератора дает возможности довести эффективный КПД газотурбинной установки до 0,31 вместо 0,20—0,25 (без регенератора).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Каков принцип действия паровой турбины?
2. Каков рабочий процесс одноступенчатой активной паровой турбины?
3. Что дает введение в конструкцию паровых турбин ступеней давления и ступеней скорости?
4. Какие турбины называют реактивными? Расскажите о сущности рабочего процесса реактивной турбины.
5. Какие потери имеются в паровой турбине и чем они вызваны?
6. Как подсчитать внутреннюю N_i и эффективную N_e мощность паровой турбины, относительный эффективный КПД η_{0e} турбины, удельный эффективный g_e расход пара?
7. Как регулируется мощность паровой турбины?
8. Каково назначение, как устроено и как действует конденсационное устройство паровых турбин?
9. Каков рабочий процесс газотурбинной установки со сгоранием при $p =$ $=$ const.
10. Напишите и объясните формулы для определения индикаторного и эффективного КПД газотурбинной установки.
11. Какими показателями положительно отличаются газовые турбины от других тепловых двигателей?

§ 25. Холодильные установки

Применение холода в народном хозяйстве. Многие отрасли народного хозяйства нуждаются в холоде для своего нормального функционирования. Холод необходим предприятиям пищевой промышленности для хранения скоропортящихся продуктов, на мясокомбинатах, кондитерских фабриках и др. Особое значение

имеет холод для замораживания, последующего хранения скоропортящихся продуктов и транспортирования их от места заготовки к месту потребления, для чего применяются склады-, вагоны-, суда-, автомобили-холодильники, а также всевозможные шкафы на складах, базах, магазинах, столовых и т. д. Холод используется также в быту для хранения небольших запасов скоропортящихся продуктов, охлаждения напитков и других целей.

Наиболее эффективен для этого искусственный холод, который широко применяют в химической промышленности при производстве взрывчатых веществ,анилиновых красителей, синтетического каучука и т. д. Искусственный холод применяют для регулирования химических реакций, сопровождающихся выделением теплоты; в медицине при производстве некоторых сложных операций, требующих понижения температуры тела больного; в материаловедении для проведения научных исследований и определения свойств металлов и других материалов в условиях низких температур; в борьбе с грунтовыми водами (плывунами), для замораживания грунтов при проходке шахт, тоннелей. Установки искусственного холода применяют также для кондиционирования воздуха (поддержания постоянной температуры и влажности), имеющего большое значение для библиотек и книгохранилищ, где хранятся ценные рукописи и книги; для метро; больших кинотеатров и концертных залов; палат мер и весов; ряда инструментальных цехов, в которых изготовляют точные мерительные инструменты, и т. д. Кондиционирование воздуха применяют в современных самолетах, в лабораториях искусственного климата и т. п. С применением установок искусственного холода удалось получить очень низкие температуры, благодаря чему были обнаружены и изучены такие свойства вещества, как сверхтекучесть, сверхпроводимость и др.

Непрерывное получение холода с помощью холодильных машин сводится к передаче теплоты от охлаждающей среды среде, имеющей более высокую температуру. Согласно второму закону термодинамики такой процесс не может протекать самопроизвольно. Чтобы передача теплоты могла осуществиться, необходимо совершить работу, которая в процессе передачи теплоты также превращается в теплоту. Эта работа и совершается холодильными машинами. В настоящее время для производства холода применяют установки различных типов.

Паровые компрессионные холодильные машины. Работа холодильных машин этого типа основана на предварительном сжатии паров легко летучих жидкостей, обращении их в жидкость при температуре более низкой, чем у охлаждающей среды, с последующим ее испарением и отнятием теплоты у охлаждаемой среды. Для выполнения своей функции паровые компрессионные холодильные установки нуждаются в промежуточном рабочем теле, получившем название хладагента. В качестве хладагента в холодильной технике применяют аммиак, углекислоту и фреоны.

Рассмотрим работу паровой компрессионной холодильной установки, схема которой приведена на рис. 194. Компрессор *3* всасывает при постоянном давлении из испарителя *2*, представляющего собой теплообменник, расположенный в охлаждаемом пространстве, влажный пар хладагента с коэффициентом сухости, близким к единице. В дальнейшем этот пар почти адиабатно сжимается. Благодаря этому рабочее тело перегревается и в таком состоянии, т. е. при повышенном давлении и температуре, направляется в конденсатор *4*, где перегретый хладагент превращается в жидкость, для чего необходимо отводить от него теплоту перегрева и теплоту парообразования. Это достигается пропусканием через конденсатор воды (в некоторых установках применяют воздушное охлаждение). Таким образом, в конденсаторе получается жидкий хладагент при повышенном давлении и температуре насыщения, соответствующей этому давлению. После выхода из конденсатора жидкий хладагент проходит через дроссель *1* в испаритель *2*. При этом происходит частичное испарение с образованием смеси пара и жидкости с коэффициентом сухости, значительно меньшим единицы, и температурой более низкой, чем при выходе из конденсатора. Охлаждение хладагента до температуры более низкой, чем у охлаждаемого пространства при его протекании через вентиль, основано на дросселировании рабочего тела.

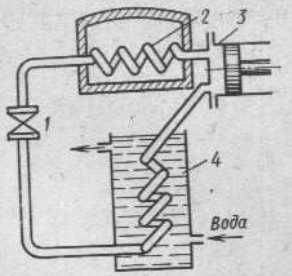


Рис. 194. Компрессионная холодильная установка:

1 — дроссель; *2* — испаритель; *3* — компрессор; *4* — конденсатор

В испарителе хладагент интенсивно испаряется благодаря притоку теплоты от окружающего испаритель пространства, которое при этом охлаждается.

В крупных холодильных установках испаритель, установленный в специальном резервуаре, омывается с внешней стороны каким-либо вспомогательным хладоносителем, например раствором поваренной соли (рассолом). Последний, соприкасаясь со стенками испарителя, охлаждается и с помощью циркуляционных насосов прогоняется по батареям труб, устанавливаемым в охлаждаемых камерах. В этих камерах рассол забирает теплоту от окружающей среды, нагревается и направляется в резервуар с испарителем, отдает ему теплоту и вновь направляется в камеры. Такая организация производства холода дает возможность сократить количество хладагента и обеспечивает при концентрации соли в рассоле, равной 20—22 %, получение температуры (263 ... 256 К), вполне достаточной для сохранения скоропортящихся продуктов, производства льда и т. п. Такой метод удобен еще тем, что некоторые хладагенты, например аммиак, из-за своего запаха и других свойств, вообще нежелательно пропускать через камеры, в которых хранятся продукты питания, так как случайное просачивание

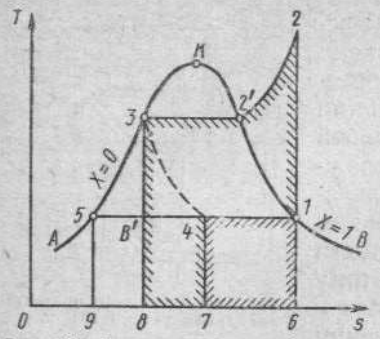


Рис. 195. Диаграмма T—s работы компрессионной холодильной установки

его через какие-нибудь неплотности приведет к порче продуктов.

В результате испарения, происходящего при постоянном давлении, степень сухости рабочего тела увеличивается почти до единицы, и в таком виде хладагент вновь засасывается в компрессор.

Цикл компрессионной холодильной установки. Изобразим процессы, происходящие в холодильной установке в координатах T, s (рис. 195): AK — нижняя пограничная кривая хладагента; KB — верхняя пограничная кривая. Точка *1* характеризует состояние рабочего тела при входе в компрессор. Кривая *1—2* представляет собой процесс адиабатного сжатия хладагента в компрессоре; *2—2'* — процесс потери перегрева и *2—3* — процесс конденсации, осуществляющиеся в конденсаторе. Далее, при прохождении хладагента через дроссель давление и температура падают. Процесс дросселирования приводит, как любой необратимый процесс, к увеличению энтропии и на диаграмме может быть изображен только условно (штриховая линия *3—4*). Точка *4* характеризует состояние рабочего тела при входе в испаритель. Происходящее в нем изобарное подведение теплоты к холодильному агенту за счет теплоты, отнятой у охлаждаемого пространства, изображается прямой *4—1*.

Таким образом, цикл паровой компрессионной холодильной установки состоит из адиабаты *1—2*, двух изобар: *2—2'—3* и *4—1* и изоэнтальпийной кривой *3—4*.

На участке *4—1* влажный пар получает в испарителе количество теплоты $q_2 = i_1 - i_4$, которому соответствует площадь S_{16741}. Хладагент отдает в конденсаторе количество теплоты $q_1 = i_2 - i_1$, характеризуемое площадью S_{26832}. Работа, затраченная на совершение одного цикла, $l = q_1 - q_2 = S_{32'2653} - S_{16\,41} = S_{32'-214783}$ или $l = i_2 - i_3 - i_1 + i_4$. Так как $i_3 = i_4$, то $l = i_2 - i_1$.

Таким образом, затраченная работа цикла равна работе, совершенной компрессором для адиабатного сжатия холодильного агента.

Для оценки качества холодильной машины введем понятие холодильного коэффициента

$$\varkappa = \frac{q_2}{l} = \frac{i_1 - i_4}{i_2 - i_1} = \frac{i_1 - i_3}{i_2 - i_1}. \qquad (316)$$

Абсорбционные холодильные установки потребляют в процессе своей работы не механическую работу, а теплоту. Это может быть теплота отработавшего пара или выхлопных газов двигателей

внутреннего сгорания или теплота дымовых газов котельных установок и т. п.

Абсорбционная холодильная установка состоит главным образом из совокупности теплообменных аппаратов. В ней почти отсутствуют механизмы с движущимися частями, в связи с чем отпадает необходимость ее смазки, ее работа не сопровождается износом трущихся частей, шумом, характерным для компрессионных холодильных машин. Все это и возможность использования сбросовой теплоты различных технологических процессов промышленных предприятий обусловили большой интерес к данному типу холодильных установок.

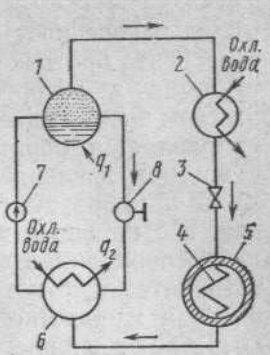


Рис. 196. Принципиальная схема абсорбционной холодильной установки: *1* — генератор; *2* — конденсатор; *3, 8* — дроссели; *4* — испаритель; *5* — охлаждаемая камера; *6* — абсорбер; *7* — насос

В абсорбционных холодильных установках в качестве рабочего тела применяют водный раствор аммиака. В такой смеси аммиак является хладагентом, а вода служит абсорбентом, так как хорошо поглощает пары аммиака с образованием нашатырного спирта.

На рис. 196 приведена схема водоаммиачной абсорбционной холодильной установки, которая состоит из конденсатора *2*, испарителя *4* с регулирующим вентилем *3*, но в отличие от компрессионной холодильной установки не имеет компрессора. Его функции выполняют два теплообменных аппарата: генератор *1* и абсорбер *6*, а также небольшой насос *7*, подающий водный раствор аммиака в генератор. В абсорбционных холодильниках для сжатия паров аммиака, полученных в испарителе при давлении p_0, до давления p, при котором температура насыщения, соответствующая этому давлению, выше температуры окружающей среды, применяют термохимическую компрессию. Она заключается в повышении давления хладагента нагреванием, для чего необходимо подводить к нему теплоту.

Абсорбционная холодильная установка работает следующим образом. В генератор с помощью насоса подается концентрированный водоаммиачный раствор. Здесь в результате подведения теплоты от какого-либо источника он начинает кипеть при давлении p большем, чем p_0, из него выделяются главным образом пары легкокипящего компонента — аммиака. Эти пары затем конденсируются, а выделяющаяся теплота отводится проточной водой (или воздухом при воздушном охлаждении). Жидкий холодильный агент при давлении p направляется в испаритель, проходя через дроссель *3*, в котором в результате дросселирования его давление понижается до p_0, а температура становится ниже температуры испарителя. Отнимая у испарителя теплоту, аммиак испаряется, и его пары направляются в абсорбер, где поглощаются ранее обедненным в генераторе раствором. Процесс растворения паров ам-

миака в воде идет с выделением теплоты, которая отводится от абсорбента проточной водой, пропускаемой по змеевику, расположенному в абсорбере. Обогащенный водоаммиачный раствор насосом вновь подается в генератор, а оттуда обедненный раствор направляется обратно в абсорбер, проходя через дроссель *8*, в котором давление от p понижается до давления в абсорбере.

Таким образом, с помощью абсорбера осуществляется всасывание, а с помощью насоса и генератора — сжатие рабочего тела.

Абсорбционная холодильная установка потребляет для работы незначительную механическую энергию, необходимую только для привода жидкостного насоса. Основную энергию эти установки потребляют в виде теплоты.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как устроена и как работает компрессионная холодильная установка?
2. Изобразите в координатах T, s цикл компрессионной холодильной установки.
3. Начертите схему и объясните, как работает абсорбционная холодильная установка.

Средняя киломольная теплоемкость газов при постоянном давлении μc_{pm}, кДж/(кмоль·К) в интервале 273 ... T К

T, К	O_2 (μ = 32)	N_2 (μ = = 28,016)	CO (μ=28)	CO_2 (μ=44)	H_2O (μ = =18,016)	SO_2 (μ=64)	Воздух абсолютно сухой (μ=28,96)
273	29,274	29,019	20,123	35,860	33,499	38,85	29,073
373	29,538	29,048	29,178	38,112	33,741	40,65	29,152
473	29,931	29,132	29,303	40,059	34,118	42,33	29,299
573	30,400	29,287	29,517	41,755	34,575	43,88	29,521
673	30,878	29,500	29,789	43,250	35,090	45,22	29,789
773	31,334	29,764	30,099	44,573	35,630	46,39	30,095
873	31,761	30,044	30,425	45,753	36,195	47,35	30,405
973	32,150	30,341	30,752	46,813	36,789	48,23	30,723
1073	32,502	30,635	31,070	47,763	37,392	48,94	31,028
1173	32,825	30,924	31,376	48,617	38,008	49,61	31,321
1273	33,118	31,196	31,665	49,392	38,619	50,16	31,598
1373	33,386	31,455	31,937	50,099	39,226	50,66	31,862
1473	33,633	31,832	32,192	50,740	39,825	51,08	32,109
1573	33,863	31,941	32,427	51,322	40,407	—	32,343
1673	34,076	32,163	32,653	51,858	40,976	—	32,565
1773	34,282	32,302	32,858	52,348	41,525	—	32,774
1873	34,474	32,565	33,051	52,800	42,056	—	32,967
1973	34,658	32,749	33,231	53,218	42,576	—	33,151
2073	34,834	32,917	33,402	53,604	43,070	—	33,319
2173	35,006	33,080	33,561	53,959	43,539	—	33,482
2273	35,169	33,231	33,708	54,290	43,995	—	33,641

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Александров В. Г.** Паровые котлы средней и малой мощности. Л.: Энергия, 1972. 197 с.
2. **Баньян С. В.** Техническая термодинамика и тепловые двигатели. Л.: Машиностроение, 1973. 304 с.
3. **Башта Т. М.** Гидравлика, гидравлические машины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1970. 320 с.
4. **Вукалович М. П., Ривкин С. Л., Александров А. А.** Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М.: Изд-во стандартов, 1969. 304 с.
5. **Головинцев А. Г., Юдаев Б. Н.** Техническая термодинамика. М.: Машиностроение, 1969. 312 с.
6. **Ерохин В. Г., Маханьков В. Г.** Сборник задач по основам теплотехники и гидравлики. С.: Энергия, 1979. 175 с.
7. **Калинушкин М. П.** Гидравлические машины и холодильные установки. М.: Высшая школа. 1973. 223 с.
8. **Конструкция** и расчет автотракторных двигателей/ М. М. Вихтер, Р. П. Добрагаев, М. И. Ляхов и др. М.: Машиностроение, 1964. 552 с.
9. **Костеров Ф. М., Кушнырев В. И.** Теоретические основы теплотехники. М.: Энергия, 1978. 360 с.
10. **Литвин А. И.** Теоретические основы теплотехники. М.: Энергия, 1969. 367 с.
11. **Лосев С. М.** Паровые турбины. М.—Л.: Энергия, 1964. 368 с.
12. **Мальгина Е. В., Мальгин Ю. В.** Холодильные машины и установки. М.: Пищевая промышленность, 1973. 608 с.
13. **Михеев М. А., Михеева И. М.** Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977. 343 с.
14. **Нащекин В. В.** Техническая термодинамика и теплопередача. М.: Высшая школа, 1969. 559 с.
15. **Основы** гидравлики, водоснабжение и канализация/ В. И. Калицун, В. С. Кедров, Ю. М. Ласков и др. М.: Стройиздат, 1972. 382 с.
16. **Рабинович Е. З.** Гидравлика. М.: Физматгиз, 1978. 304 с.
17. **Резников М. И.** Парогенераторные установки электростанций. М.: Энергия, 1968. 240 с.
18. **Семидуберский М. С.** Насосы, компрессоры, вентиляторы. М.: Высшая школа, 1974. 232 с.
19. **Черкасский В. М., Романова Т. М., Кугель Р. А.** Насосы, компрессоры, вентиляторы. М.: Энергия, 1968. 303 с.
20. **Чернов А. В., Бессеребренников Н. К., Силецкий В. С.** Основы гидравлики и теплотехники. М.: Энергия, 1975. 416 с.
21. **Чугуев Р. Р.** Гидравлика. Л.: Энергия, 1975. 552 с.
22. **Шевелев Ф. А.** Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных и пластмассовых водопроводных труб. М.: Стройиздат, 1970.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 3

Глава 1. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИКИ 7
§ 1. Физические свойства жидкости 7
§ 2. Основы гидростатики 11
§ 3. Основы гидродинамики 25

Глава 2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МАШИНЫ 55
§ 4. Насосы 55
§ 5. Понятие о гидравлическом приводе 74

Глава 3. ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ 90
§ 6. Газовые законы 90
§ 7. Первый закон термодинамики 96
§ 8. Теплоемкость газов 101
§ 9. Основные термодинамические процессы 105
§ 10. Второй закон термодинамики 114

Глава 4. ВОДЯНОЙ ПАР 124
§ 11. Общие свойства 124
§ 12. Истечение газов и паров 132
§ 13. Идеальный цикл паросиловой установки 137

Глава 5. ОСНОВЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ 145
§ 14. Основные виды теплообмена 145
§ 15. Понятие о теплообменном аппарате 155

Глава 6. ТОПЛИВО И КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ 158
§ 16. Топливо и его горение 158
§ 17. Общие сведения о котельных установках 172
§ 18. Топочные устройства 175
§ 19. Паровые котлы (парогенераторы) 186

267

Глава 7. КОМПРЕССОРЫ, ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ ПРИВОДЫ, ВЕНТИЛЯТОРЫ 201

§ 20. Компрессоры 201
§ 21. Пневматический и пневмогидравлический приводы 209
§ 22. Вентиляторы 214

Глава 8. ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ 219

§ 23. Поршневые двигатели внутреннего сгорания 219
§ 24. Паровые и газовые турбины 242
§ 25. Холодильные установки 259

Издательство «Машиностроение»

НОВЫЕ КНИГИ

Выпуска 1982 года

Кондаков Л. А. Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем.

В книге рассмотрено современное состояние химмотологтт рабочих жидкостей гидросистем и уплотнительной техники, описаны конструкции и технология изготовления уплотнений. Большое внимание уделено физическим основам процессов в элементах и объяснению механизма уплотнительного действия, процессов в парах трения, старения, изнашивания. Приведены характерные примеры химмотологического анализа гидросистем, примеры расчета и проектирования уплотнений, а также справочные данные.

Книга предназначена для инженерно-технических работников машиностроения.

Попов Д. Н. Нестационарные гидромеханические процессы.

В книге изложены теория и расчет нестационарных гидромеханических процессов, возникающих в системах приводов, машинах и аппаратах в процессе их эксплуатации. Приведены методы аналитических и экспериментальных исследований нестационарных течений жидкости и газа в напорных системах.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся исследованиями, расчетом и проектированием гидравлических систем.

Сырицын Т. А. Надежность гидро- и пневмопривода.

В книге рассмотрены факторы, влияющие на надежность, модели отказов, приведены методы расчета количественных показателей надежности и теоретические основы технической диагностики гидро- и пневмоприводов. Изложены методы нормирования показа-