

М.В. Амброжевич, К.С. Епифанов

**ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
ТЕПЛОВЫХ МАШИН**

Часть 2

**РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ТЕПЛОВЫХ МАШИН
И ИХ ОПТИМИЗАЦИЯ**

2011

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ, МОЛОДЕЖИ И
СПОРТА УКРАИНЫ

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт»

М.В. Амброжевич, К.С. Епифанов

**ТЕОРИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
ТЕПЛОВЫХ МАШИН**

Часть 2

**РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ТЕПЛОВЫХ МАШИН
И ИХ ОПТИМИЗАЦИЯ**

Конспект лекций

Харьков «ХАИ» 2011

УДК 621.4:621.1.01 (075.8)

А61

Описано методи й показники ефективності використання вихлопних газів у комбінованих двигунах внутрішнього згоряння. Наведено характеристики двигунів внутрішнього згоряння і методики узгодження характеристик вузлів комбінованого двигуна. Розглянуто робочі процеси в ряді ДВЗ особливих конструкцій. Дано методики розрахунку теплового балансу в ДВЗ, загальні відомості та методики розрахунку циклів двигунів Стірлінга, паротурбінних і бінарних силових установок.

Для студентів, що навчаються за напрямом підготовки 0905 «Енергетика».

Рецензенти: д-р техн. наук В.А. Пылев,
канд. техн. наук А.В. Белогуб

Амброжевич М.В.

А61 Теория рабочих процессов тепловых машин: консп. лекций / М.В. Амброжевич, К.С. Епифанов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского “Харьк. авиац. ин-т”, 2011. – Ч. 2: Рабочие процессы тепловых машин и их оптимизация. – 101 с.

Описаны методы и показатели эффективности использования выхлопных газов в комбинированных двигателях внутреннего сгорания. Приведены характеристики двигателей внутреннего сгорания и методики согласования характеристик узлов комбинированного двигателя. Рассмотрены рабочие процессы в ряде ДВС особых конструкций. Даны методики расчета теплового баланса в ДВС, общие сведения и методики расчета циклов двигателей Стирлинга, паротурбинных и бинарных силовых установок.

Для студентов, обучающихся по направлению подготовки 0905 «Энергетика».

Ил. 48. Библиогр.: 8 назв.

УДК 621.4:621.1.01 (075.8)

© Амброжевич М.В., Епифанов К.С., 2011

© Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», 2011.

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СИМВОЛОВ, ЕДИНИЦ И СОКРАЩЕНИЙ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- a – коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;
 b – высота лопаток, м ;
 c – удельная теплоемкость, $\text{Дж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$; скорость потока, $\text{м}/\text{с}$;
 i – удельная энтальпия, $\text{кДж}/\text{кг}$; число цилиндров двигателя;
 g – масса, кг ; удельный расход жидкого топлива, $\text{г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$; ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$;
 q – плотность теплового потока, $\text{Вт}/\text{м}^2$;
 q_w – относительная теплопередача в стенки цилиндра за цикл;
 k – показатель адиабаты; постоянная Больцмана;
 l – удельная работа, $\text{Дж}/\text{кг}$; удельная работоспособность (эксергия), $\text{Дж}/\text{кг}$;
эквивалентная толщина излучающего слоя, м ;
 l_0 – стехиометрическое соотношение, $\text{кг}/\text{кг}$;
 m – масса, кг ;
 n – частота вращения, $\text{об}/\text{мин}$; показатель политропы;
 p – давление, Па ;
 r – радиус, м ; скрытая теплота парообразования, $\text{Дж}/\text{кг}$;
 t – время, с ;
 u – окружная скорость, $\text{м}/\text{с}$;
 w – скорость, $\text{м}/\text{с}$;
 $X_{\text{выд}}$ – относительная характеристика выделения теплоты;
 C – массовая доля углерода в топливе, $\text{кг}/\text{кг}$;
 D – диаметр, м ;
 E – энергия, Дж ; плотность излучения, $\text{Вт}/\text{м}^2$;
 G – расход, $\text{кг}/\text{с}$;
 H – адиабатный теплоперепад, $\text{Дж}/\text{кг}$; шаг винта, м ; массовая доля водорода в топливе, $\text{кг}/\text{кг}$; высота, м ;
 H_u – низшая теплота сгорания горючей смеси, $\text{Дж}/\text{кг}$;
 Q – теплота, Дж ;
 K – коэффициент приспособляемости;
 K_c – скоростной коэффициент;
 K_ϕ – критерий фазового превращения;
 L – работоспособность газа, Дж ; работа, Дж ; расстояние, м ;
 M – крутящий момент, $\text{Н}\cdot\text{м}$;
 N – мощность, кВт ;
 Nu – число Нуссельта;

Pe – число Пекле;
 Pr – число Прандтля;
 R – газовая постоянная, Дж/(кг·К); сила, Н; радиус, м;
 R_u – универсальная газовая постоянная, Дж/(кмоль·К);
 S – энтропия, Дж/К; ход поршня, м;
 T – температура, К;
 U – внутренняя энергия, Дж;
 V – объем, м³;
 V_h – рабочий объем цилиндра, л;
 W – ширина, м;
 α – коэффициент избытка воздуха; угол, °; коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К);
 α_c – суммарный коэффициент избытка воздуха;
 β – вспомогательная переменная;
 χ – коэффициент выделения теплоты при сгорании цикловой дозы топлива; относительная окружная скорость;
 γ – коэффициент остаточных газов;
 ε – степень сжатия; степень черноты;
 η – коэффициент полезного действия; степень регенерации;
 η_v – коэффициент заполнения;
 φ – угол поворота вала съема мощности двигателя, °; коэффициент продувки;
 φ_c – доля несгоревшего углерода;
 λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
 μ_0 – коэффициент молекулярного изменения свежей смеси;
 ξ – средняя логарифмическая потеря энергии нейтронов в одном столкновении;
 π – степень повышения давления;
 θ – угол опережения впрыска топлива, °; степень нагрева газа в цикле;
 ρ – плотность, кг/м³;
 σ – коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴); коэффициент восстановления полного давления;
 σ_p – относительная работа газа в процессе выпуска;
 τ – число тактов в цикле двигателя;

ИНДЕКСЫ

b – в нижней мертвой точке при выпуске (в начале процесса выпуска);
 e – эффективный;

ех – эксергетический;
g – геометрический;
h – рабочий (объем);
i – индикаторный;
max – максимальный;
p – на входе в выпускной трубопровод; изобарный;
r – в верхней мертвой точке при выпуске (в конце процесса выпуска); по радиусу;
s – результирующий;
t – термический;
v – изохорный;
w – стенка цилиндра;
z – по высоте;
а – агрегат (вспомогательный);
аг – охлаждающий агент;
ад – адиабатный;
б – буферная полость;
в – в минимальном проходном сечении выпускного клапана (окна); винт; воздух;
в.г – выпускные газы;
виб – вибрационный;
в.к – выпускной клапан;
в.с – выпускная система;
в.т – выпускной трубопровод;
г – газовый;
д – рабочая полость;
диф – диффузия;
ж – жидкость;
з – запаздывание;
зап – запас;
зв – звук;
з.в – закрытие выпускного клапана (окна);
к – компрессор; конвективный;
л.г – лучистый теплообмен с газом;
л.п – лучистый теплообмен с пламенем;
м – механический; соответствует максимуму крутящего момента; масло;
ном – номинальный;
н.с – неполное сгорание;
о.в – открытие выпускного клапана (окна);
о.х – обратный ход поршня;
ост – остаточный;

п – полезный; потребитель; подогреватель; пар;
пл – пламя;
п.с – продукты сгорания;
п.х – прямой ход поршня;
расш – расширение;
с – связь; смесь;
сж – сжатие;
с.н – система наддува;
сух – сухой;
т – турбина (вход);
Т – топливо;
тк – турбокомпрессор;
тр – трубопровод; трение;
х – холодильник;
э – экстраполированный;
эл – электрический;
τ – тангенциальный;
0 – окружающая среда;
1 – начало процесса;
2 – параметр на выходе из узла, конец процесса;

СОКРАЩЕНИЯ

АЭС – атомная электростанция
ВНА – входной направляющий аппарат;
ГТУ – газотурбинная установка;
ДВС – двигатели внутреннего сгорания;
КД – комбинированный двигатель;
КД ИТ – комбинированный двигатель с импульсной турбиной;
КПД – коэффициент полезного действия;
РПД – роторно-поршневой двигатель;
СПГГ – свободно-поршневой генератор газов;
СПДК – свободно-поршневой дизель-компрессор;
ТВЭЛ – тепловыделяющий элемент;
ТК – турбокомпрессор;
ЯЭУ – ядерная энергетическая установка

ВВЕДЕНИЕ

Тепловые машины прямого цикла (тепловые двигатели) – распространенные устройства, снабжающие энергией большинство технических установок самого различного назначения. Для проектирования тепловых машин необходимы знания их рабочих процессов, превосходящие элементарные сведения о них, изложенные в учебной дисциплине «Термодинамика». Данный цикл лекций призван дать студентам дополнительные сведения об основных видах тепловых двигателей и областях их применения; термодинамических, тепловых и газодинамических процессах, протекающих в тепловых машинах прямого цикла и методах анализа эффективности тепловых двигателей, что позволит им выполнять термодинамический анализ рабочих процессов тепловых машин, определять максимально возможную эффективность энергоустановок, находить основные источники потерь работоспособности тепловых двигателей и пути оптимизации их рабочих процессов.

Основой для написания цикла лекций, посвященных двигателям внутреннего сгорания (ДВС) и комбинированным двигателям (КД), являлась работа [1]. Хотелось бы поблагодарить авторов этой книги за их долгий, упорный труд, получивший воплощение в виде подробного исследования работы двигателей внутреннего сгорания, написанного доступным и понятным языком.

Основным источником информации о двигателях Стирлинга являлись работы [2, 3]. Лекции о паровых и бинарных циклах написаны на основе работ [4, 5]. Информация по ядерным энергетическим установкам получена из [6].

10. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ

10.1. Общие положения

Выпускные газы на выходе из цилиндра ДВС обладают достаточно высокой работоспособностью, которые реализуют в виде работы или теплоты, расходуемой на бытовые и технологические нужды.

Существуют два основных способа использования энергии выпускных газов в двигателях: первый – полезный эффект получают без каких-либо дополнительных устройств, второй – с применением данных устройств.

В первом случае энергия выпускных газов используется для улучшения показателей газообмена в цилиндре двигателя. Сконструировав специальным образом выпускной трубопровод и выбрав оптимальные фазы газораспределения, за счет специально организованных газодинамических явлений получается изменение давления на выпуске, при котором существенно возрастает масса свежего заряда, уменьшается отрицательная работа процесса выпуска и, следовательно, улучшаются эффективные показатели двигателя.

Во втором случае применяют специальные устройства – котлы-утилизаторы теплоты, волновые обменники давления, газовые турбины.

Необходимо отметить, что КПД газовых турбин комбинированных двигателей ниже КПД турбин газотурбинных установок (ГТУ), так как циклическое изменение расхода выпускных газов в межлопаточных каналах турбины служит причиной значительных потерь.

10.2. Основные типы турбин комбинированных двигателей

10.2.1. Система наддува с турбиной постоянного давления

В этой системе выпускные патрубки всех цилиндров двигателя или одного ряда цилиндров подключены к коллектору большого поперечного сечения (ресиверу), связанному с турбиной. При расширении выпускных газов в ресивере происходит значительное уменьшение амплитуды импульсов давления и температуры газов перед турбиной.

Выпускная система данного типа отличается простотой конструкции и небольшими габаритами. Однако в данной конструкции потери работоспособности газа при перетекании его из цилиндра в турбину составляют большую часть его максимальной работоспособности.

Работоспособность выпускных газов теряется при: дросселировании потока в выпускном клапане (или окнах), внезапном расширении газов на выходе из патрубка в коллектор, диссипации энергии волны давления при рас-

ширении в коллекторе, наложении волн давления и разрежения и при смешении потоков газа в коллекторе.

10.2.2. Система наддува с импульсной турбиной

В данной системе выпускные трубопроводы выполняют относительно небольшого сечения, приблизительно равного проходному сечению выпускного клапана (или окна), минимальной длины. Это обеспечивает минимальные потери работоспособности газа.

Амплитуды импульсов давления и температуры газа во входном сечении турбины значительны. Например, в четырехтактном двигателе давление на входе в турбину может пульсировать в диапазоне 0,2 ... 0,45 МПа, а температура – 650 ... 1050 К. Скорость и расход газа также изменяются в больших пределах, что приводит к тому, что турбина работает на режимах, часто далеких от оптимального.

Выпускные патрубки в один трубопровод объединяют исходя из того, что одновременный выпуск газа из двух или более смежных цилиндров для сохранения работоспособности системы недопустим. Разделив продолжительность цикла (720° для четырехтактного двигателя) на продолжительность процесса выпуска (в четырехтактном двигателе $230...260^\circ$), получим, что предельно допустимое число патрубков для одного трубопровода – три. Следовательно, многоцилиндровые двигатели должны иметь несколько выпускных трубопроводов (рис. 10.1).

К турбине может быть присоединены один, два или три выпускных трубопровода. Для предотвращения наложения волн давления в улитке импульсной турбины с несколькими входами ее разделяют перегородками (рис. 10.2).

Импульсная турбина работает значительную часть времени на нерасчетных режимах с КПД, значительно меньшим максимального. Ее эффективность работы оценивают средним за цикл (средневзвешенным) КПД, равным отношению полезной работы турбины за цикл к работе турбины при обратимом адиабатном процессе расширения

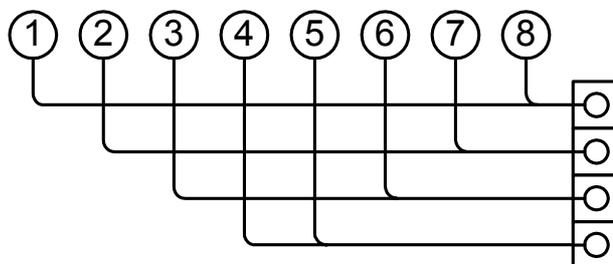


Рис. 10.1. Схема выпускной системы восьмицилиндрового КД с четырьмя импульсными турбинами

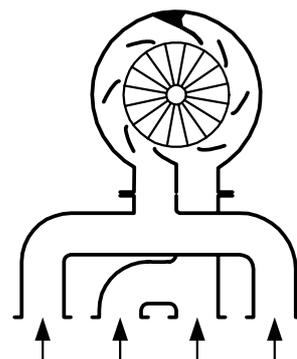


Рис. 10.2. Схема выпускной системы четырехцилиндрового рядного КД ИТ

$$\eta_{т.и} = \oint H_T \eta_T dg_T / \oint H_T dg_T, \quad (10.1)$$

где $H_T = i_T^* - i_{2ад}$ – адиабатный теплоперепад в турбине;

i_T^* – полная энтальпия газа на входе в турбину;

$i_{2ад}$ – энтальпия газа на выходе из турбины при адиабатном процессе расширения на ней;

η_T – мгновенное значение КПД турбины;

dg_T – расход газа в турбине за бесконечно малый интервал времени.

Следует обратить внимание на то, что ранее при анализе поршневой части комбинированного двигателя удельные параметры относились к 1 кмоль вещества, а при анализе агрегатов системы наддува и выпуска – к 1 кг газов.

10.2.3. Система наддува с преобразованием импульсов

Данная система имеет элементы, обеспечивающие уменьшение амплитуды колебаний давления (в 3...4 раза) и температуры на входе в турбину (рис. 10.3). В смесительной камере преобразователя импульсов происходит турбулентное смешение потоков газа из двух сопел на концах трубопроводов. В результате обмена энергией амплитуды колебаний скорости и давления уменьшаются. Этому также способствует и ресивер (объемом до $2,5 V_h$). Из ресивера газ поступает на турбину с неразделенной улиткой, и

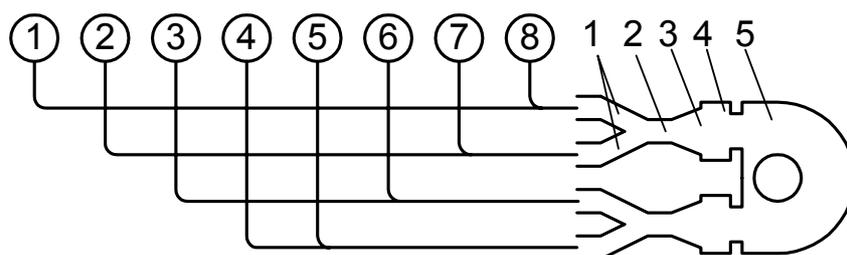


Рис. 10.3. Схема выпускной системы восьмицилиндрового КД с преобразователем импульсов: 1 – сопла; 2 – смесительная камера; 3 – диффузор; 4 – ресивер; 5 – турбина

потери из-за парциальности подвода газа не возникают.

Не смотря на дополнительные потери в преобразователе импульсов, общий КПД турбины, как правило, выше, чем импульсной турбины.

10.3. Располагаемая работа (работоспособность) выпускных газов

Работоспособность газа равна максимальной полезной работе, которую газ способен совершить при обратимом переходе из начального, неравновесного по отношению к окружающей среде состояния, в состояние полного равновесия (механического и термического) с окружающей средой:

$$L_{\max} = U_1 - U_2 - T_0(S_1 - S_2) - p_0(V_2 - V_1), \quad (10.2)$$

где U_1 , S_1 , V_1 – внутренняя энергия, энтропия и объем газа в неравновесном по отношению к окружающей среде состоянии;

U_2 , S_2 , V_2 – внутренняя энергия, энтропия и объем газа в состоянии полного равновесия с окружающей средой;

p_0 , T_0 – давление и температура окружающей среды.

Максимальная полезная работа равна суммарной полезной внешней работе двух обратимых процессов: адиабатного расширения до температуры окружающей среды (рис. 10.4, процесс 1 - f) и изотермического сжатия до давления окружающей среды (рис. 10.4, процесс f - 2).

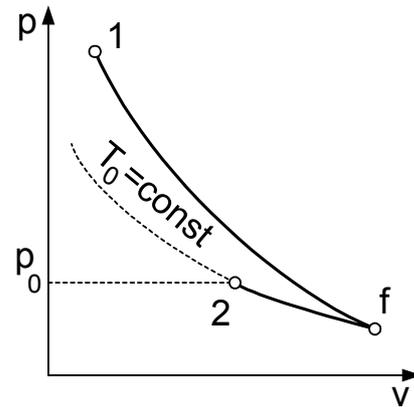


Рис. 10.4. Процесс перехода газа в равновесие с окружающей средой

Потеря работоспособности газа в процессе равна разности его работоспособности в начальном и конечном состоянии за вычетом полезной внешней работы процесса:

$$\Delta L = L_{\max_1} - L_{\max_2} - L_{\text{п}} = T_0 \Delta S, \quad (10.3)$$

где $L_{\text{п}} = -\int_1^2 V dp$ – полезная внешняя работа;

ΔS – приращение энтропии в процессе вследствие его необратимости.

Определим максимальную полезную работу газа в обратимом адиабатном процессе расширения от параметров в начале процесса выпуска $p_1 = p_b$ до давления окружающей среды $p_2 = p_0$:

$$L_{\text{п. max}} = L_{\text{ад}_{b-2}} - p_0(V_2 - V_b), \quad (10.4)$$

где $L_{ад_{b-2}}$ – работа адиабатного процесса расширения от начального состояния до давления окружающей среды.

С учетом того, что

$$L_{ад_{b-2}} = (p_b V_b - p_0 V_2)/(k - 1), \quad (10.5)$$

при переходе к удельным параметрам получим:

$$I_{п. max_{b-2}} = RT_b \left(\frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_0}{p_b} \right)^{(k-1)/k} + \frac{p_0}{p_b} \right). \quad (10.6)$$

10.4. Показатели эффективности использования энергии выпускных газов

Способ оценки эффективности системы наддува основан на эксергетическом методе термодинамического анализа действительных необратимых процессов и циклов. Этот метод позволяет определить степень необратимости действительного процесса в отдельной составляющей комбинированного двигателя, не рассматривая его цикл в целом.

Рассмотрим рабочий процесс в турбине постоянного давления. Давление, температуру и скорость потока газа на входе в нее обозначим p_T , T_T , W_T , параметры на выходе – p_2 , T_2 .

Максимальная полезная работа в турбине равна разности удельной работоспособности потока на входе в турбину и на выходе из нее:

$$I_{п. max_{T-2}} = I_{max_T} - I_{max_2}. \quad (10.7)$$

Удельную работоспособность потока называют эксергией

$$I_{max} = i_1 - i_0 + T_0 (s_0 - s_1). \quad (10.8)$$

Таким образом, удельную максимальную полезную работу потока газа в турбине, называемую в теории газовых турбин полным располагаемым теплорепадом (H_T), можно определить как разность эксергий на входе и выходе из нее:

$$I_{п. max_{T-2}} = H_T = I_{max_T} - I_{max_2} = i_T^* - i_{2ад}. \quad (10.9)$$

Потеря работоспособности потока газа в турбине согласно (10.3):

$$\Delta I = I_{max_T} - I_{max_2} - I_T, \quad (10.10)$$

где l_T – удельная полезная работа газа в турбине в действительном процессе.

Термодинамическое совершенство системы, части тепловой машины при стационарном потоке газа оценивают *эксергетическим КПД*:, равным отношению полезной работы газа к максимальной полезной работе потока газа:

$$\eta_{ex} = l_p / l_{p.max}. \quad (10.11)$$

Для турбины постоянного давления

$$\eta_{ex} = l_T / (i_T^* - i_{2_{ад}}). \quad (10.12)$$

При нестационарном течении потока газа в выпускном трубопроводе возможно накопление в его объеме массы и энергии газа. Поэтому полезную и максимальную полезную работы газов для определения эксергетического КПД определяют интегрально за цикл, исходя из того, что параметры потока в начале и конце цикла совпадают.

Эксергетическим КПД выпускной системы с турбиной называют отношение полезной работы турбины (за цикл) к максимальной полезной работе потока газа (за цикл) при адиабатном процессе его расширения от параметров в цилиндре до давления окружающей среды:

$$\eta_{ex_{в.с}} = L_T / L_{пц} = L_T / (L_{max_{в}} - L_{max_{2_0}}), \quad (10.13)$$

где $L_{max_{в}}$ – эксергия газов в минимальном проходном сечении выпускного клапана или окна;

$L_{max_{2_0}}$ – эксергия газов на выходе из двигателя.

Согласно формуле (10.13), максимальную полезную работу потока газа в выпускной системе с турбиной определим как разность работоспособности потока газа за цикл в минимальном проходном сечении выпускного клапана или окна (см. рис. 10.5, сечение Б – Б) и работоспособности газа за цикл на выходе из выпускной системы в атмосферу (рис.10.5, сечение Е – Е),

$$L_{пц} = L_{max_{в}} - L_{max_{2_0}} = \int_{\varphi_{0.в}}^{\varphi_{3.в}} (i_{в}^* - i_{2_0}) dg, \quad (10.14)$$

где dg – масса выпускных газов, выходящих из цилиндра за бесконечно малый интервал времени.

В комбинированном двигателе с газовой связью работы компрессора и турбины равны – $L_K = L_T$, и эксергетический КПД системы наддува можно определить по формуле

$$\eta_{ex_{с.н.}} = L_{к_{ад}} / L_{п_{ц}} = L_{к} \eta_{к_{ад}} / L_{п_{ц}}, \quad (10.15)$$

где $L_{к_{ад}}$ – адиабатная работа компрессора;

$\eta_{к_{ад}}$ – адиабатный КПД компрессора.

Эксергетический КПД системы наддува учитывает все потери работоспособности газа во впускной системе до цилиндра двигателя и в выпускной системе от цилиндра до выхода в атмосферу, включая потери в компрессоре и турбине.

Совершенство выпускного трубопровода КД оценивается его эксергетическим КПД:

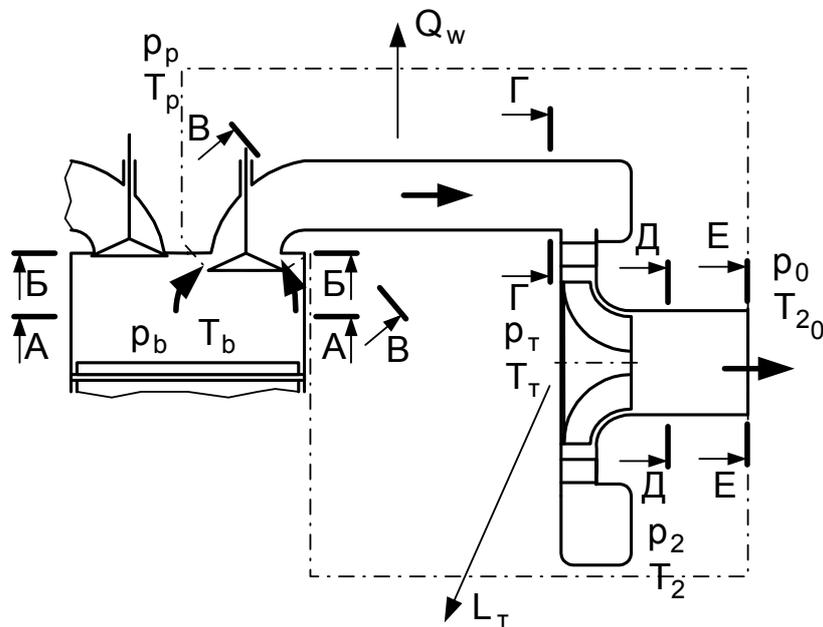


Рис. 10.5. Схема выпускной системы с турбиной

$$\eta_{ex_{тр}} = (L_{max_{т}} - L_{max_{2_0}}) / (L_{max_{в}} - L_{max_{2_0}}). \quad (10.16)$$

Величина $\eta_{ex_{тр}}$ дает возможность оценить, насколько правильно выбраны геометрические характеристики выпускного трубопровода в целом.

Из (10.13) и (10.16) следует, что

$$\eta_{ex_{в.с}} = \eta_{т} \eta_{ex_{тр}}. \quad (10.17)$$

По аналогии для $\eta_{ex_{с.н}}$ получим

$$\eta_{ex_{с.н}} = \eta_{к_{ад}} \eta_{т} \eta_{ex_{тр}} \cdot \quad (10.18)$$

Основную часть потерь работоспособности газа в выпускной системе составляют потери при дросселировании газа в выпускном клапане (окне). Эксергетический КПД выпускного клапана $\eta_{ex_{в}} = 0,6...0,75$, эксергетический КПД выпускного трубопровода от клапана до турбины $\eta_{ex_{в.т}} = 0,85...0,95$, а эксергетический КПД выпускного трубопровода с клапаном $\eta_{ex_{тр}} = 0,5...0,7$.

10.5. Средняя температура выпускных газов

Средняя температура выпускных газов используют при определении энтальпии во входном сечении турбины, необходимой для расчета располагаемой и действительной работы турбины постоянного давления.

Рассмотрим термодинамическую систему, включающую в себя поршневую часть двигателя со всеми вспомогательными системами и агрегатами (рис. 10.6). Рассматриваемая открытая термодинамическая система обменивается с окружающей средой суммарной за цикл теплотой, работой и массой газа. Первое начало термодинамики для нее можно записать в виде

$$\oint dQ + \oint dE_M = \oint dL, \quad (10.19)$$

где $\oint dE_M$ – приращение энергии за цикл в результате обмена массой газа с компрессором и турбиной.

Пренебрегая энтальпией цикловой дозы топлива, получим

$$\oint E_M = \oint i_K^* dg_K - \oint i_T^* dg_T = i_K^* g_{к.ц} - i_T^* g_{т.ц}, \quad (10.20)$$

где $g_{к.ц}$ – масса свежего заряда, поступившего в цилиндр за цикл;

$g_{т.ц}$ – масса выпускных газов, поступивших в турбину за цикл;

i_K^* – полная энтальпия свежего заряда на входе в цилиндр;

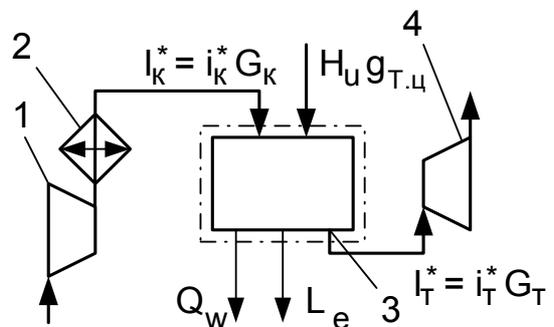


Рис. 10.6. Схема комбинированного двигателя: 1 – компрессор; 2 – охладитель; 3 – поршневая часть; 4 – турбина

i_T^* – полная энтальпия выпускных газов на выходе из цилиндра.

Подставив (10.20) в (10.19), получим

$$\oint dQ + i_K^* g_{к.ц} - i_T^* g_{т.ц} = L_e, \quad (10.21)$$

где L_e – эффективная работа за цикл;

Подведенную к системе за цикл теплоту выразим как разность теплоты, выделившейся при сгорании цикловой дозы топлива и теплоты, отводимой от системы в окружающую среду через поверхности двигателя и его вспомогательных систем и агрегатов:

$$\oint Q = \chi H_u g_{т.ц} - Q_0, \quad (10.22)$$

где $g_{т.ц}$ – масса топлива, поданного в цилиндре за один цикл;

Q_0 – теплота, отводимая от системы в окружающую среду через поверхности двигателя и его вспомогательных систем и агрегатов.

$$Q_0 = Q_w + L_{тр} + L_a, \quad (10.23)$$

где Q_w – теплоотдача в стенки цилиндра;

$L_{тр}$ – работа, затрачиваемая на преодоление трения между движущимися и неподвижными деталями двигателя, воздухом, газами или маслом;

L_a – работа вспомогательных агрегатов.

Механические потери поршневого двигателя, согласно (9.2) [7, с.103]

$$L_M = L_{тр} + L_a + L_{н.х} + L_K, \quad (10.24)$$

где $L_{н.х}$ – работа, расходуемая на очистку и заполнение цилиндров (насосные потери);

L_K – работа, затрачиваемая на привод приводного компрессора.

Если приводной компрессор отсутствует, то из (10.23) и (10.24) следует, что

$$Q_0 = Q_w + L_M - L_{н.х}. \quad (10.25)$$

Подставив (10.22), (10.25) в (10.21), и с учетом того, что $L_e + L_M = L_i$, получим

$$i_T^* g_{т.ц} = \chi H_u g_{т.ц} - L_i + L_{н.х} - Q_w + i_K^* g_{к.ц}, \quad (10.26)$$

$$c_{p_{в.г}} T_T^* = \frac{g_{к.ц}}{g_{т.ц}} \left\{ \frac{H_u g_{т.ц}}{g_{т.ц}} \left[\chi - \eta_i \left(1 - \frac{\Delta p_i}{p_i} \right) - q_w \right] + c_{p_{с.з}} T_K^* \right\}, \quad (10.27)$$

где $q_w = Q_w / (H_u g_{т.ц})$ – относительная теплоотдача в стенки цилиндра за цикл;

Δp_i – поправка среднего индикаторного давления на насосные ходы [7, с. 94];

$c_{p_{в.г}}$ – удельная теплоемкость выпускных газов, Дж/(кг·К).

Для дизеля

$$g_{к.ц} = \alpha_c l_0 g_{т.ц}, \quad g_{т.ц} = (\alpha_c l_0 + 1) g_{т.ц}, \quad (10.28)$$

где α_c – суммарный коэффициент избытка воздуха [7, с.61];

Уравнение (10.27) после подстановки (10.28) приобретает вид

$$c_{p_{в.г}} T_T^* = \frac{1}{1/(\alpha_c l_0) + 1} \left\{ \frac{H_u}{\alpha_c l_0} \left[\chi - \eta_i \left(1 - \frac{\Delta p_i}{p_i} \right) - q_w \right] + c_{p_{с.з}} T_K^* \right\}. \quad (10.29)$$

В двигателе без продувки выпускные газы – это продукты сгорания. В этом случае получим

$$c_{p_{п.с}} T_T^* = \frac{p_r T_b}{p_b \left(1 - (1/\varepsilon)(p_r/p_b)^{1/k} \right)} \times \left[(c_{v_{п.с}})_0^{T_b} p_b/p_r - (c_{v_{п.с}})_0^{T_r} / \varepsilon + \sigma_p \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} R_{п.с} \right], \quad (10.30)$$

где ε – степень сжатия в цилиндре;

k – показатель адиабаты продуктов сгорания;

$R_{п.с}$ – газовая постоянная продуктов сгорания;

$$\sigma_p = - \int_{V_b}^{V_r} p dV / p_r V_h = 0,95 \dots 1,15 - \text{относительная работа газа в}$$

процессе выпуска.

Если пренебречь различием средних удельных теплоемкостей продуктов сгорания при температурах T_T^* , T_b и T_r , то формулу (10.30) можно преобразовать к виду

$$T_T^* = \frac{p_b / (k p_r) - 1 / (k \varepsilon) + \sigma_p (k - 1) (\varepsilon - 1) / (k \varepsilon) p_r T_b}{1 - (1 / \varepsilon) (p_r / p_b)^{1/k}} \frac{p_r T_b}{p_b}. \quad (10.31)$$

Формулу для расчета температуры выпускных газов для двигателей с продувкой цилиндра получим, преобразовав выражение первого начала термодинамики между сечениями Б-Б и Г-Г (см. рис. 10.5). В результате получим

$$c_{p_{в.г}} T_T^* = \frac{1}{\mu_0 + \varphi - 1} \left(c_{v_{п.с}} T_b + \frac{p_r R_\mu T_b (\mu_0 + \gamma)}{p_b} - i_r \gamma + c_{p_{с.з}} T_k^* (\varphi - 1) \right), \quad (10.32)$$

где φ – коэффициент продувки [7, с.60];

μ_0 – коэффициент молекулярного изменения свежей смеси [7, с.37];

γ – коэффициент остаточных газов [7, с.59];

R_μ – универсальная газовая постоянная.

Если пренебречь массой остаточных газов (допустимо для четырехтактного двигателя с высокой степенью сжатия), предположить, что продувочный воздух не проникает в выпускной трубопровод, то формулу (10.32) можно записать в виде

$$T_T^* = \frac{T_b}{k} \left[1 + (k - 1) \frac{p_r}{p_b} \right]. \quad (10.33)$$

Величину T_T^* можно также найти, рассмотрев процесс смешения продуктов сгорания и продувочного воздуха:

$$c_{p_{в.г}} T_T^* = \frac{c_{p_{п.с}} \mu_0 T_T^{*'} - (\varphi - 1) c_{p_{с.з}} T_K^*}{\mu_0 + \varphi - 1}, \quad (10.34)$$

где $T_T^{*'}$ – температура продуктов сгорания в двигателе без продувки, определяемая по формуле (10.30) или (10.31).

Если пренебречь различием теплоемкостей продуктов сгорания и свежего заряда и принять $\mu_0 \approx 1$, то получим

$$T_T^* = (T_T^{*' + (\varphi - 1) T_K^*}) / \varphi. \quad (10.35)$$

11. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

11.1. Режимы и показатели работы

Потребителями вырабатываемой ДВС и комбинированными двигателями энергии являются устройства с самым различным характером изменения потребляемой мощности. Это означает, что двигатель должен быть работоспособен в широком диапазоне нагрузок и частот вращения вала съема мощности. Ограничивается работоспособность двигателя допустимой тепловой и механической напряженностью деталей двигателя, условиями протекания рабочего процесса и совместной работы компрессора, турбины и поршневой части и др.

Потребляемая мощность $N_{п}$ зависит от режима работы потребителя. Пример ее зависимости для различных потребителей приведен на рис. 11.1. Для транспортного устройства – это область 1 (рис. 11.1), ограниченная минимальными и максимально допустимыми оборотами вала съема мощности, а также максимально допустимым крутящим моментом [1, с.229-232]. Связь между мощностью, необходимой для вращения винта и его оборотами, представляет собой параболу (линия 2 на рис. 11.1), а электрогенератор требует стабильной частоты вращения вала (линия 3 на рис. 11.1).

Эффективная мощность двигателя N_e зависит как от оборотов вала съема мощности, так и от положения органов управления (дроссельной

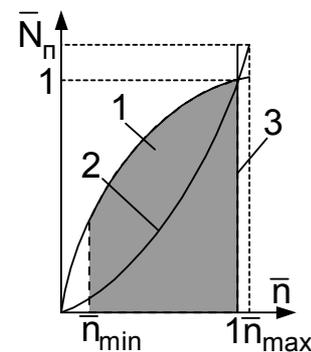


Рис. 11.1. Характеристики потребителей

заслонки, дозатора топливного насоса). Установившийся режим работы двигателя определяется балансом мощностей: $N_e = N_{\Gamma}$. Таким образом, имея графики зависимости эффективной мощности двигателя от оборотов вала съема мощности и положения органов управления, а также графики зависимости потребляемой мощности от режима работы потребителя, можно установить установившийся режим работы двигателя для каждого состояния потребителя, а также область допустимых режимов работы двигателя с данным потребителем. Для этого используют так называемые *характеристики двигателя*, представляющие собой зависимости изменения показателей двигателя от одного из основных параметров, характеризующих режим работы ДВС (частоты вращения вала, нагрузки, давления заряда на входе в цилиндр и т.п.).

Следует помнить, что при работе двигателей в различных атмосферных условиях характеристики получаются различными, в связи с чем для сопоставления результатов испытаний двигателей их приводят к одним и тем же атмосферным условиям.

11.2. Скоростные характеристики

11.2.1. Классификация

Характеристики, представляющие собой зависимость показателей работы двигателя от частоты вращения вала съема мощности, называют *скоростными характеристиками*.

Различают следующие виды скоростных характеристик:

- абсолютная внешняя;
- предела дымления;
- внешняя;
- частичная.

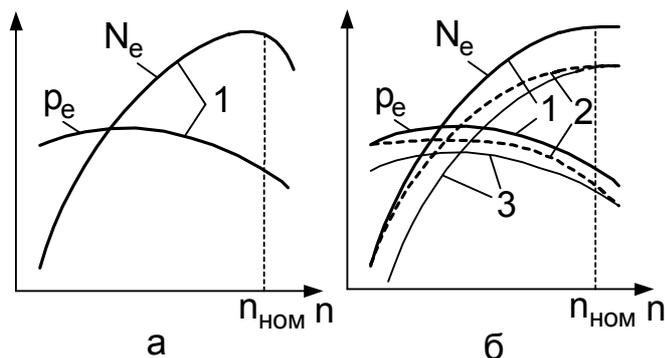


Рис. 11.2. Скоростные характеристики: а – ДВС с принудительным воспламенением; б – дизель; 1 – абсолютная внешняя; 2 – предела дымления; 3 – внешняя

Примеры этих характеристик для ДВС с принудительным воспламенением и дизелем приведены на рис. 11.2, 11.3.

11.2.2. Абсолютная внешняя скоростная характеристика

Абсолютной внешней скоростной характеристикой называют график зависимости от частоты

вращения мощности двигателя, максимально возможной при данной частоте вращения вала. На этом графике часто наносят также кривые изменения среднего эффективного давления или крутящего момента двигателя, а также показатели экономичности (удельный расход топлива, КПД). Таким образом, эта характеристика ограничивает поле предельных режимов двигателя.

При заданной частоте вращения вала максимальная мощность определяется средним эффективным давлением, которое зависит от параметров режима работы двигателя. Для двигателей на жидком топливе среднее эффективное давление, МПа, можно определить как

$$p_e = 10^{-3} (N_u / l_0) (\eta_i / \alpha) \eta_v \rho_k \eta_M, \quad (11.1)$$

где ρ_k – плотность свежего заряда на входе в цилиндр, кг/м³.

Для жидких топлив отношение N_u / l_0 мало изменяется. Для двигателей без наддува $\rho_k = \rho_0 = \text{const}$. Тогда выражение (11.1) для двигателей без наддува можно переписать в виде

$$p_e = K_1 (\eta_i / \alpha) \eta_v \eta_M, \quad (11.2)$$

а для двигателей с наддувом

$$p_e = K (\eta_i / \alpha) \eta_v \rho_k \eta_M, \quad (11.3)$$

где K, K_1 – константы;

η_v – коэффициент наполнения [7, с.58];

η_M – механический КПД [7, с.103].

В (11.2), (11.3) η_v характеризует зарядку цилиндра, η_i / α – качество рабочего процесса, η_M – относительные потери энергии при передаче ее от цилиндра двигателя к потребителю, ρ_k – наддув.

Рассмотрим характер зависимости множителей уравнений (11.2), (11.3) от режимных параметров.

Механический КПД двигателя

$$\eta_M = p_e / p_i = 1 - p_M / (K (\eta_i / \alpha) \eta_v \rho_k), \quad (11.4)$$

где p_M – среднее давление трения [7, с.103].

p_M изменяется при изменении оборотов двигателя и мало зависит от нагрузки [1, с. 233]. Коэффициент наполнения зависит только от оборотов вала съема мощности [1, с. 234, 239]. Отношение η_i / α зависит от коэффициента

избытка воздуха и в ДВС с принудительным воспламенением имеет максимум при $\alpha = 0,85 \dots 0,9$ [1, с. 234], в дизеле – при $\alpha \approx 1$ [1, с.235].

ДВС с принудительным воспламенением может работать по абсолютной внешней скоростной характеристике.

11.2.3. Характеристика предела дымления

В дизелях концентрационных пределов по среднему значению α практически нет. Индикаторный КПД увеличивается с ростом коэффициента избытка воздуха до $\alpha > 4$, после чего η_i начинает уменьшаться вследствие роста потерь при сгорании. Неполное сгорание в дизеле будет иметь место и при $\alpha < 1$.

Неполнота сгорания в дизелях выражается появлением в выпускных газах сажи, окиси углерода, окислов азота, углеводородов и незначительного количества паров топлива и масла. При наличии даже незначительного количества сажи в выпускных газах они имеют темную окраску. Кроме того, при образовании сажи образуется нагар в камере сгорания и возможен перегрев двигателя вследствие значительного догорания топлива и продуктов неполного окисления в процессе расширения. Работу дизеля с явно выраженным дымным выпуском - недогоранием – допускать нельзя. Поэтому, хотя абсолютная внешняя скоростная характеристика и может быть получена при испытаниях двигателя, она лежит за пределами допустимых эксплуатационных рабочих режимов, границу которых определяет характеристика предела дымления.

Зависимость мощности и среднего эффективного давления, соответствующих появлению дыма в выхлопных газах, от частоты вращения вала двигателя называют *характеристикой предела дымления*.

Желательно максимально приблизить рабочий режим дизеля к данной характеристике, так как она соответствует максимальному достижимому КПД при допустимой токсичности выхлопа.

11.2.4. Внешняя скоростная характеристика

При эксплуатации двигателя имеет значение зависимость его максимальной мощности или среднего эффективного давления от частоты вращения вала при полном открытии дроссельной заслонки в карбюраторном двигателе или при положении органа управления подачей топлива (в двигателях других типов), обеспечивающем получение номинальной мощности. Эта зависимость называется *внешней скоростной характеристикой*.

Отличие внешней скоростной характеристики от абсолютной внешней скоростной характеристики вызвано топливной аппаратурой, установленной на двигателе, не способной подать необходимое количество топлива при оборотах двигателя, отличных от номинальных. Это характерно для дизелей, в ДВС с принудительным воспламенением эти характеристики, как правило, совпадают.

11.2.5. Частичные характеристики

Зависимости эффективной мощности двигателя от частоты вращения вала при различных постоянных положениях органа управления подачей топлива или смеси называют *частичными скоростными характеристиками*.

Сопоставление частичных скоростных характеристик ДВС с принудительным воспламенением и дизеля (рис. 11.3) показывает, что они значительно различаются. В ДВС с принудительным воспламенением последовательное уменьшение подачи топлива вызывает более резкое снижение среднего эффективного давления (и мощности), смещение режимов максимальной мощности в сторону меньших частот вращения. При частотах вращения, меньших номинальной, двигатель может работать на режиме холостого хода (режим, при котором $N_e = 0$) (рис. 11.3,а). У дизелей, как правило, характеристики среднего эффективного давления смещаются почти эквидистантно, на части режимов (включая работу по внешней характеристике) максимум мощности достигается при максимально допустимых оборотах вала, а холостой ход возможен только на очень низких режимах (рис. 11.3,б).

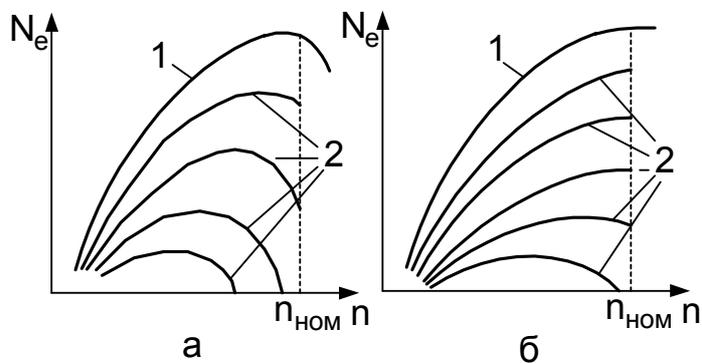


Рис. 11.3. Скоростные характеристики: а – ДВС с принудительным воспламенением; б – дизель; 1 – абсолютная внешняя; 2 – частичные

На рис. 11.4 приведены зависимости эффективного КПД и удельного эффективного расхода топлива. Из рисунка видно, что режим максимальной экономичности будет соответствовать работе по одной из частных характеристик. В ДВС с принудительным воспламенением уменьшение подачи топлива вызывает смещение режимов максимальной экономичности в сторону меньших частот вращения. В дизелях этого явления, как правило, не наблюдается.

11.3. Винтовые характеристики

Зависимость изменения мощности и других показателей работы двигателя от частоты вращения вала при непосредственном соединении двигателя с гребным винтом называется *винтовой характеристикой*.

Как уже упоминалось в подразд. 11.1, характеристика винта фиксированного шага представляет собой параболу вида

$$N_{\Pi} = An^b. \quad (11.5)$$

Показатель параболы b примерно равен 3 для гребных винтов обычных судов, для глиссирующих кораблей – 1,6...1,8, для полуглиссирующих – 1,8...2,2.

Для выполнения условия $N_e = N_{\Pi}$ необходимо

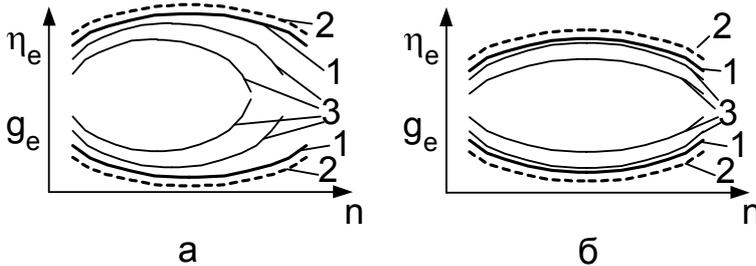


Рис. 11.4. Скоростные характеристики: а – ДВС с принудительным воспламенением; б – дизель; 1 – внешняя; 2 – частичная, соответствующая максимуму КПД; 3 – частичные

при изменении оборотов изменять подачу топлива за цикл. Таким образом, винтовая характеристика двигателя может быть получена совмещением характеристики винта с внешней и частичными скоростными характеристиками.

Из формулы (11.5) следует, что зависимость крутящего момента от оборотов двигателя при работе по винтовой характеристике имеет вид

$$M_e = A_1 n^{b-1}. \quad (11.6)$$

Из (11.6) следует, что крутящий момент уменьшается с уменьшением частоты вращения вала и в данном случае двигатель не может обеспечить высокий крутящий момент при малой частоте вращения вала. Для преодоления этого недостатка на суда устанавливают специальные редукторы, позволяющие изменять передаточное отношение от двигателя к винту. Кроме того, в судостроении и авиации используют винты изменяемого шага. Их применение позволяет работать по внешней характеристике во всем диапазоне частот вращения вала и тем самым лучше использовать возможности двигателя. При этом мощность, передаваемая винту, зависит от отношения его шага H к диаметру D_B и от частоты вращения винта n_B .

На рис. 11.5 показаны характеристики работы двигателя с винтом изменяемого шага. Каждая из кривых при постоянном отношении H/D_B (кривые 2 на рис. 11.5) представляет собой винтовую характеристику. Режим работы двигателя может изменяться в рабочем диапазоне частот вращения по внешней характеристике (кривая 1 на рис. 11.5).

Среднее эффективное давление при работе по винтовой характеристике

$$p_e = A_2 n^{b-1}, \quad (11.7)$$

где $A_2 = 30\tau A / (iV_h)$,

τ – число тактов цикла;

i – число цилиндров двигателя;

V_h – рабочий объем цилиндра, л.

Удельный расход топлива

$$g_e = g_{e_{\text{ном}}} \frac{g_{\text{Т.ц}} n N_{e_{\text{ном}}}}{g_{\text{Т.ц}_{\text{ном}}} n_{\text{ном}} N_e} = g_{e_{\text{ном}}} \frac{g_{\text{Т.ц}}}{g_{\text{Т.ц}_{\text{ном}}}} \left(\frac{n_{\text{ном}}}{n} \right)^{b-1}. \quad (11.8)$$

Индекс «ном» в равенстве (11.8) означает, что параметр определен на номинальном режиме.

Цикловая подача топлива рассчитывается методом последовательных приближений по формуле

$$g_{\text{Т.ц}} = g_{\text{Т.ц}_{\text{ном}}} \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)^b \frac{\eta_{e_{\text{ном}}}}{\eta_e}. \quad (11.9)$$

11.4. Нагрузочные характеристики

Характеристики, полученные при постоянной частоте вращения вала при изменении нагрузки на двигатель, называют *нагрузочными характеристиками*.

При построении нагрузочной характеристики по оси абсцисс откладывают один из параметров, по которому судят о нагрузке (эффективную мощность, крутящий момент, среднее эффективное давление), а по оси ординат – показатели работы двигателя (g_e , η_e , η_M , α и т. д.).

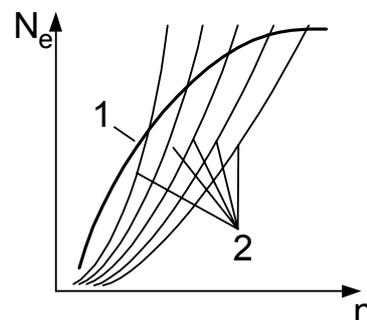


Рис. 11.5. Характеристики работы двигателя с винтом изменяемого шага: 1 – внешняя; 2 – винтовые

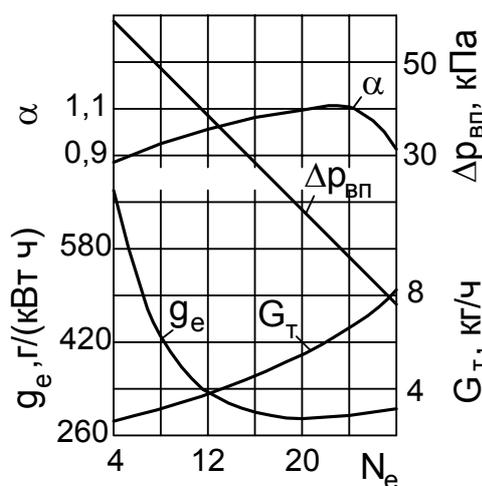
Для двигателей с наддувом дополнительно наносят кривые расхода воздуха и кривые, характеризующие работу агрегатов наддува – КПД турбины, компрессора, турбокомпрессора, частоту оборотов турбокомпрессора, параметры воздуха или смеси на входе в компрессор и выходе из него и т. д.

Пример нагрузочной характеристики приведен на рис. 11.6 [1, с.253].

Изменение удельного эффективного расхода топлива при работе по нагрузочной характеристике выражается зависимостью

$$g_e = 3600 / (\eta_e N_e) = 3600 / (\eta_i \eta_M N_e). \quad (11.10)$$

Из (11.10) следует, что при холостом ходе, когда $N_e = 0$ и $\eta_M = 0$, значение удельного эффективного расхода топлива стремится к бесконечности. Затем с ростом частоты вращения механический КПД растет, и значение g_e



уменьшается. Минимальное значение удельного эффективного расхода топлива соответствует максимуму эффективного КПД двигателя.

При регулировке двигателя стараются добиться соответствия минимума g_e и максимума нагрузки двигателя.

Рис. 11.6. Нагрузочная характеристика двигателя АЗЛК-412

11.5. Комбинированные характеристики

Комбинированные характеристики строят в системе, в которой координатами служат два основных показателя работы двигателя. Третий показатель, используемый в качестве параметра, остается постоянным для каждой из нанесенных кривых. Такие характеристики называют также многопараметровыми или универсальными.

Наиболее распространены комбинированные характеристики, построенные в координатах p_e, Π . В качестве параметров, характеризующих кривые, обычно используют эффективную мощность и удельный расход топлива. Вид такой характеристики зависит от назначения двигателя.

На рис. 11.7 приведен пример комбинированной характеристики двигателя.

11.6. Регуляторная характеристика

В двигателях устанавливают автоматические регуляторы частоты вращения коленчатого вала двигателя различных типов. Однорежимный регу-

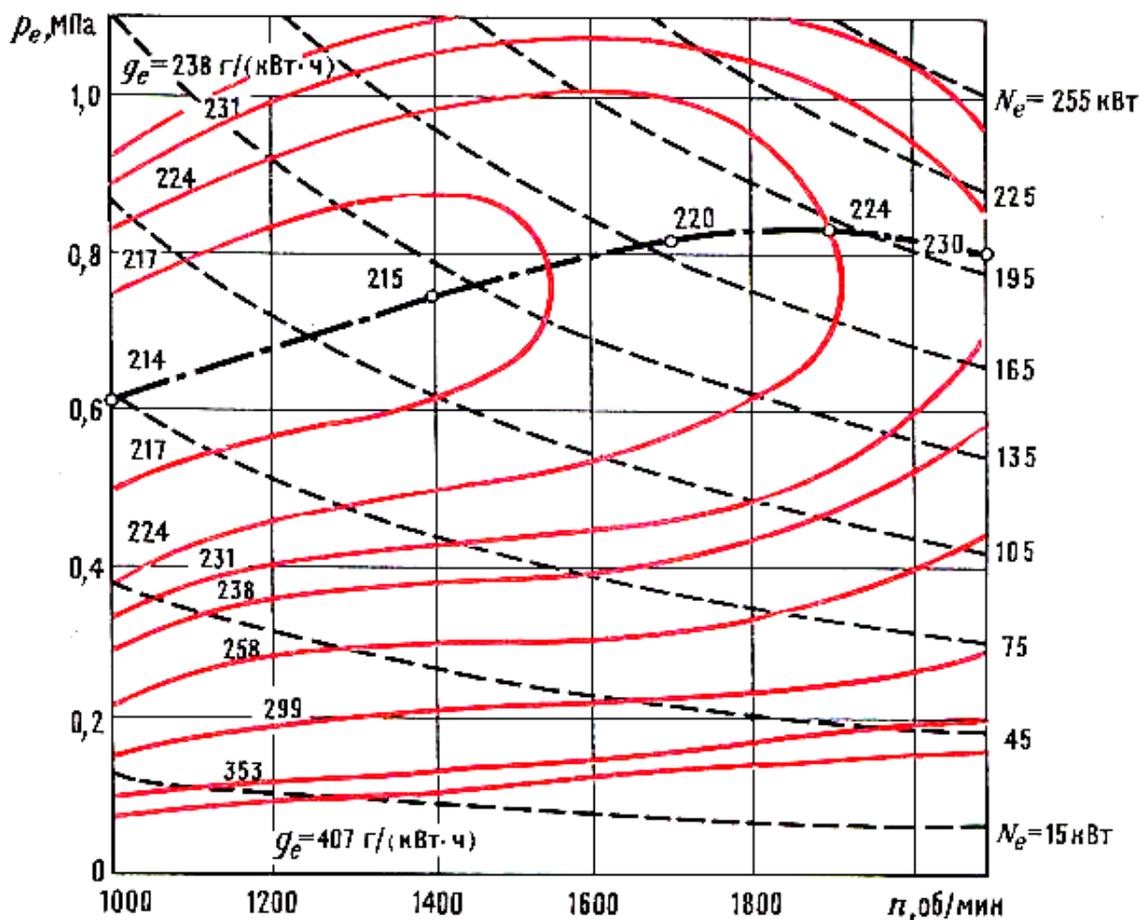
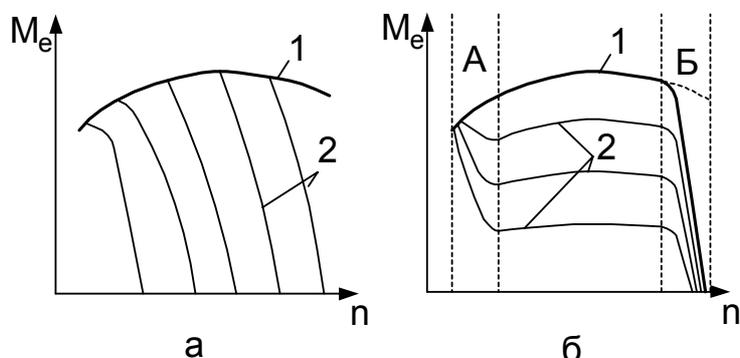


Рис. 11.7. Комбинированная характеристика автомобильного дизеля 8ЧН 13/14 [1, с. 255]

лятор применяют тогда, когда требуется ограничить только максимальную частоту вращения. Если необходимо обеспечить устойчивую работу двигателя при малых частотах вращения, ставят двухрежимные регуляторы. Всережимные регуляторы служат для автоматического регулирования во всем диапазоне изменения рабочих частот вращения вала двигателя.

Регуляторные характеристики представляют собой зависимость основных показателей работы частоты вращения при различной настройке регулятора. На рис. 11.8 представлены примеры регуляторных характеристик с всережимным и с двухрежимным регуляторами. На рис. 11.8,а показано, как всережимный регулятор обеспечивает стабилизацию заданной ему частоты

вращения при изменении крутящего момента. Двухрежимный регулятор (рис. 11.8,б) уменьшает крутящий момент двигателя при приближении к максимальной частоте вращения вала, предотвращая поломку двигателя (рис.11.8,б, зона Б), а на малых частотах вращения, наоборот, повышает его,



предотвращая возможную остановку двигателя (рис.11.8,б, зона А). Вне зон А и Б двигатель работает по внешней или частичным характеристикам.

11.7. Тепловозная характеристика

Рис. 11.8. Внешние и регулировочные характеристики крутящего момента дизеля: а – с всережимным регулятором; б – с двухрежимным регулятором; А, Б – зоны воздействия регулятора; 1 – внешняя характеристика; 2 – регуляторные характеристики

Тепловозной характеристикой называют зависимость мощности тепловозного двигателя, затрачиваемой на привод главного электрогенератора тепловоза от частоты вращения вала дви-

гателя (рис. 11.9).

Двигатель, соединенный с электрогенератором, имеет регулятор частоты вращения, который с определенной степенью неравномерности поддерживает заданную частоту вращения постоянной. Поэтому при определенном положении органа управления двигатель работает по регуляторной характеристике. Изменение положения органа управления приводит к переходу к другой регуляторной характеристике (рис.11.9).

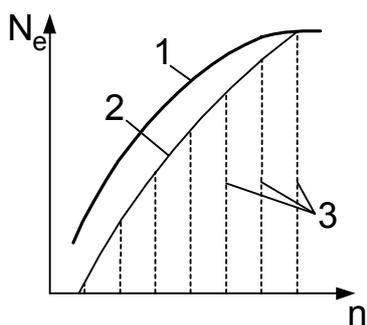


Рис. 11.9. Характеристики тепловозного двигателя: 1 – внешняя; 2 – генераторная; 3 – регуляторные

Наибольшая мощность тепловозного двигателя с электрической передачей оказывается меньше, чем при работе двигателя по внешней характеристике, так как мощность электрогенератора в зависимости от его частоты вращения меняется по генераторной характеристике. Эта характеристика на всех скоростных режимах, кроме номинального, лежит ниже внешней.

11.8. Характеристики токсичности

Характеристики токсичности представляют со-

бой зависимость числа частиц токсичного продукта на миллион частиц продукта сгорания (PPM) от параметра нагрузки (N_e , p_e) и частоты вращения вала. На рис. 11.10 приведен пример такой характеристики. Все подобные характеристики показывают сложный характер зависимости содержания токсичных

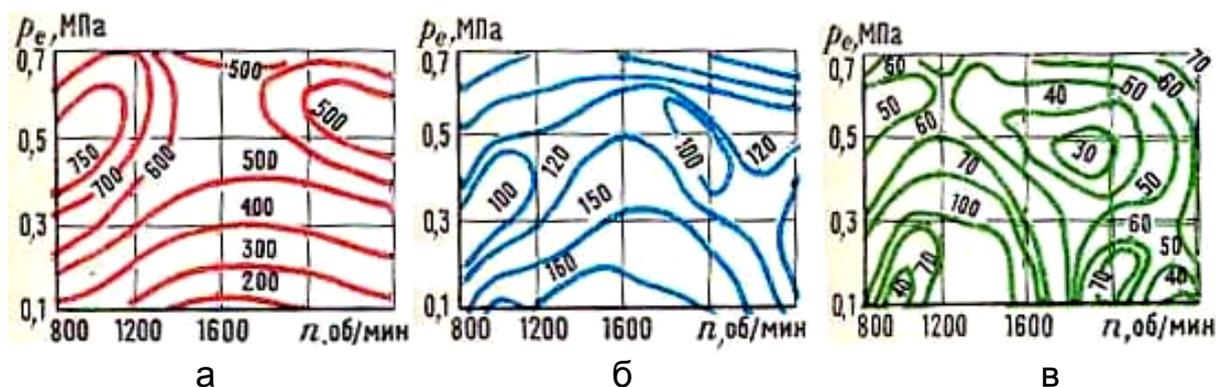


Рис. 11.10. Комбинированные характеристики токсичности дизеля:
а – NO_x ; б – CO ; в – CH

сических продуктов сгорания в выпускных газах от режима работы двигателя.

11.9. Регулировочные и другие характеристики

Регулировочная характеристика – это характеристика, определяющая влияние отдельных элементов регулировки и параметров режимов работы двигателя на мощность и удельный расход топлива.

На рис. 11.11 приведен пример данной характеристики дизеля – зависимость среднего эффективного давления от угла опережения впрыска топлива при фиксированной частоте вращения и полной подаче топлива.

Кроме рассмотренных в подразд. 11.2 – 11.9 характеристик при анализе работы двигателя используют и другие – холостого хода, пуска и т.п.

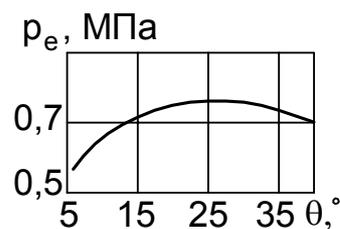


Рис. 11.11. Регулировочная характеристика дизеля по углу опережения впрыска

11.10. Устойчивость режима работы двигателя

При установившемся режиме работы двигателя крутящие моменты двигателя M_e и потребителя M_n равны. Если характеристика потребителя изменяется, то двигатель будет изменять частоту своего вращения, пока баланс

крутящих моментов не будет восстановлен. Если это невозможно, то двигатель остановится (если $M_e < M_{п}$) или увеличит частоту вращения выше максимально допустимого значения (если $M_e > M_{п}$). Работа с таким потребителем требует применения коробки передач.

Для оценки устойчивости режимов работы двигателя при работе по внешней характеристике используют коэффициент приспособляемости K , который равен отношению максимального крутящего момента $M_{e_{max}}$ (или максимального значения среднего эффективного давления $p_{e_{max}}$) при работе двигателя по внешней характеристике к крутящему моменту $M_{e_{ном}}$ (или среднему эффективному давлению $p_{e_{ном}}$), соответствующему номинальной частоте вращения вала двигателя $n_{ном}$:

$$K = M_{e_{max}} / M_{e_{ном}} = p_{e_{max}} / p_{e_{ном}} . \quad (11.11)$$

Для транспортных ДВС с принудительным воспламенением $K = 1,25 \dots 1,35$, для транспортных дизелей $K = 1,05 \dots 1,15$.

Скоростной диапазон устойчивой работы двигателя оценивается скоростным коэффициентом K_c , равным отношению частоты вращения n_m , соответствующей максимальному крутящему моменту при работе двигателя по внешней характеристике к частоте вращения $n_{ном}$ на номинальном режиме:

$$K_c = n_m / n_{ном} . \quad (11.12)$$

Для транспортных ДВС с принудительным воспламенением $K_c = 0,45 \dots 0,55$, для дизелей без наддува $K_c = 0,55 \dots 0,7$, для дизелей с высоким наддувом $K_c \geq 0,8$.

Проанализировав значения K и K_c для различных типов ДВС, можно сделать следующие выводы:

а) при работе по внешней характеристике режим работы ДВС с принудительным воспламенением устойчивее, чем дизеля;

б) по мере перехода от работы по внешней характеристике к работе по частичным характеристикам устойчивость режима работы ДВС с принудительным воспламенением повышается, а дизеля – практически неизменна;

в) у двигателей с наддувом от нерегулируемого турбокомпрессора режима работа менее устойчивы, и с повышением давления наддува устойчивость работы двигателя ухудшается;

г) ДВС с принудительным воспламенением устойчиво работают при большем диапазоне частот вращения по сравнению с дизелями;

д) двигатели с наддувом от нерегулируемого турбокомпрессора устойчиво работают при меньшем диапазоне частот вращения по сравнению с ДВС без наддува;

е) с повышением давления наддува на номинальном режиме работы диапазон частот устойчивой работы двигателей снижается.

11.11. Согласование работы компрессора и турбины в составе турбокомпрессора

Анализ условий работы агрегатов системы наддува и возможностей обеспечения заданных параметров двигателя проводят на основе совмещения характеристик компрессора, турбины и поршневой части. Эта работа выполняется в два этапа: сначала определяют характеристики агрегатов системы наддува на основе уравнений связи между компрессором и турбиной, а затем находят режим их совместной работы с поршневой частью.

Рассмотрим совместную работу компрессора и турбины комбинированного двигателя с одноступенчатым свободным турбокомпрессором.

При установившемся режиме работы мощность компрессора N_K равна мощности турбины N_T , частота вращения компрессора n_K равна частоте вращения турбины n_T , а расход газа через турбину G_T равен сумме расхода газа через компрессор G_K и топлива $G_{\text{Т}}$ за вычетом утечек рабочего тела $G_{\text{УТ}}$:

$$N_K = N_T, \quad (11.13)$$

$$n_K = n_T, \quad (11.14)$$

$$G_T = G_K + G_{\text{Т}} - G_{\text{УТ}}. \quad (11.15)$$

Мощность, необходимая для привода компрессора,

$$N_K = \frac{G_K I_{\text{Кад}}}{\eta_{\text{Кад}}} = \frac{G_K}{\eta_{\text{Кад}}} \frac{k}{k-1} R_{\text{в}} T_0 \left[\left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right], \quad (11.16)$$

где R_B – газовая постоянная воздуха;
 k – показатель адиабаты воздуха;
 T_0 – температура окружающей среды.

При постоянном давлении перед турбиной ее эффективная мощность

$$N_T = \eta_T G_T I_{T_{ад}} = \eta_T G_K \frac{k_{п.с}}{k_{п.с} - 1} R_{п.с} T_T^* \left[1 - \left(\frac{p_{T0}}{p_T^*} \right)^{\frac{k_{п.с}-1}{k_{п.с}}} \right], \quad (11.17)$$

где $\eta_T = \eta_{T_{ад}} \eta_{M_{ТК}}$ – КПД турбины с учетом механических потерь привода;

$\eta_{M_{ТК}}$ – механический КПД турбокомпрессора. На расчетном режиме $\eta_{M_{ТК}} = 0,87 \dots 0,96$, причем большие значения соответствуют турбокомпрессорам больших размеров.

Согласно экспериментальным данным, зависимость механического КПД от расхода газа имеет вид

$$\eta_{M_{ТК}} = 1 - \left(1 - \eta_{M_{ТК.НОМ}} \right) \frac{G_{T_{НОМ}}}{G_T}, \quad (11.18)$$

где $G_{T_{НОМ}}$ и $\eta_{M_{ТК.НОМ}}$ – соответственно расход газа и механический КПД турбокомпрессора на расчетном режиме;

Подставив (11.16) и (11.17) в (11.13), получим

$$\frac{1}{\pi_T^*} = \left(1 - \frac{1}{\beta \beta_T} \left(\pi_K^{(k-1)/k} - 1 \right) \right)^{k_{п.с}/(k_{п.с}-1)}, \quad (11.19)$$

где $\pi_T^* = p_{T0}^* / p_T^*$ – степень понижения давления в турбине;

$\pi_K = p_K / p_0$ – степень повышения давления в компрессоре;

$$\beta = \frac{k_{п.с}}{k_{п.с} - 1} \frac{k - 1}{k} \frac{R_{п.с}}{R}; \beta_0 = \frac{G_T}{G_K} \frac{T_T^*}{T_0} \eta_{ТК};$$

$\eta_{ТК} = \eta_T \eta_{Кад}$ – общий или эффективный КПД турбокомпрессора.

Для существовавших в 80-х годах XX века конструкций при диаметре колеса компрессора $D_K = 85...230$ мм $\eta_{ТК} = 0,5...0,6$ и для турбокомпрессоров с $D_K > 200$ мм $\eta_{ТК} = 0,6...0,66$ [1, с.267]. К настоящему времени КПД турбокомпрессоров несколько увеличился.

Частота вращения колеса центробежного компрессора

$$n_K = \frac{60}{\pi D_K} \sqrt{\frac{H_{Кад}}{\bar{H}_K}}, \quad (11.20)$$

где $\bar{H}_K = H_{Кад} / u_2^2$ – напорный адиабатный КПД компрессора;

$H_{Кад} = i_{Кад} - i_0$ – адиабатный теплоперепад в компрессоре, Дж/кг;

$i_{Кад}$ – удельная энтальпия воздуха на выходе из компрессора при адиабатном процессе сжатия в нем, Дж/кг;

D_K – диаметр колеса компрессора, м;

u_2 – окружная скорость газа на выходе из рабочего колеса компрессора, м/с.

Частота вращения ротора турбины

$$n_T = 60 \chi c_{Тад} / (\pi D_T), \quad (11.21)$$

где D_T – диаметр колеса турбины, м;

$\chi = u / c_{Тад}$ – относительная окружная скорость;

u – окружная скорость на среднем диаметре осевой турбины и на периферии колеса центростремительной турбины, м/с;

$c_{Тад}$ – условная скорость газа, соответствующая теплоперепаду H_T в турбине, м/с.

Для реактивной осевой одноступенчатой турбины оптимальная окружная скорость соответствует $\chi = 0,55 \dots 0,6$, для центростремительного $\chi = 0,6 \dots 0,66$.

$C_{Tад}$ определяется по формуле

$$C_{Tад} = \sqrt{\frac{2k_{п.с}}{k_{п.с} - 1} R_{п.с} T_T^* \left(1 - \left(\frac{p_{T0}}{p_T^*} \right)^{\frac{k_{п.с} - 1}{k_{п.с}}} \right)}. \quad (11.22)$$

Из (11.14) с учетом (11.22) получим

$$\frac{D_K}{D_T} = \frac{1}{\chi} \sqrt{\frac{H_{Kад}}{\frac{2k_{п.с}}{k_{п.с} - 1} R_{п.с} T_T^* \left(1 - \left(\frac{p_{T0}}{p_T^*} \right)^{\frac{k_{п.с} - 1}{k_{п.с}}} \right) \bar{H}_K}}}. \quad (11.23)$$

С учетом того, что

$$\frac{k_{п.с}}{k_{п.с} - 1} R_{п.с} T_T^* \left(1 - \left(\frac{p_{T0}}{p_T^*} \right)^{\frac{k_{п.с} - 1}{k_{п.с}}} \right) = \frac{H_{Kад}}{\eta_{TK}}, \quad (11.24)$$

получим

$$D_T / D_K = \chi \sqrt{2 \bar{H}_K / \eta_{TK}}. \quad (11.25)$$

Примерные значения \bar{H}_K приведены в табл. 11.1. При $\bar{H}_K = 0,68$ и $\eta_{TK} = 0,56$ для турбокомпрессора с центростремительной турбиной $D_T / D_K = 0,85 \dots 0,95$, для турбокомпрессора с осевой турбиной $D_T / D_K = 1,0 \dots 1,1$.

Приведенные выше выкладки верны для турбины постоянного давления, методика точного согласования импульсной турбины с компрессором более сложна.

После выбора параметров компрессора и турбины их характеристики сопоставляются. На основании этого сопоставления определяется, обеспечи-

вадет ли турбокомпрессор заданные значения степени повышения давления в компрессоре π_K^* и расхода воздуха G_K . Если мощности турбины недостаточно, ее можно увеличить, увеличивая предварение выпуска выхлопных газов или уменьшая проходное сечение соплового аппарата турбины (при этом потребуются перепрофилировать и лопатки рабочего колеса). При существенной нехватке мощности турбины для привода компрессора целесообразно перейти к одной из схем с приводным компрессором.

Итак, задача проектирования турбокомпрессора является задачей проектирования наибольшего КПД турбокомпрессора под заданные π_K^* и G_K при ограниченных габаритах, массе и стоимости.

Конечным шагом согласования работы компрессора и турбины в составе турбокомпрессора является получение характеристики турбокомпрессора.

Характеристика турбокомпрессора – это график зависимости степени повышения давления воздуха и КПД компрессора, степени снижения давления и КПД турбины, температуры газа перед турбиной от расхода воздуха или газа и частоты вращения ротора при совместной работе компрессора и турбины. Методика ее построения изложена в [1, с.265 - 272]. Блок-схема расчета приведена на рис. 11.12. Пример полученной характеристики турбокомпрессора приведен на рис. 11.13.

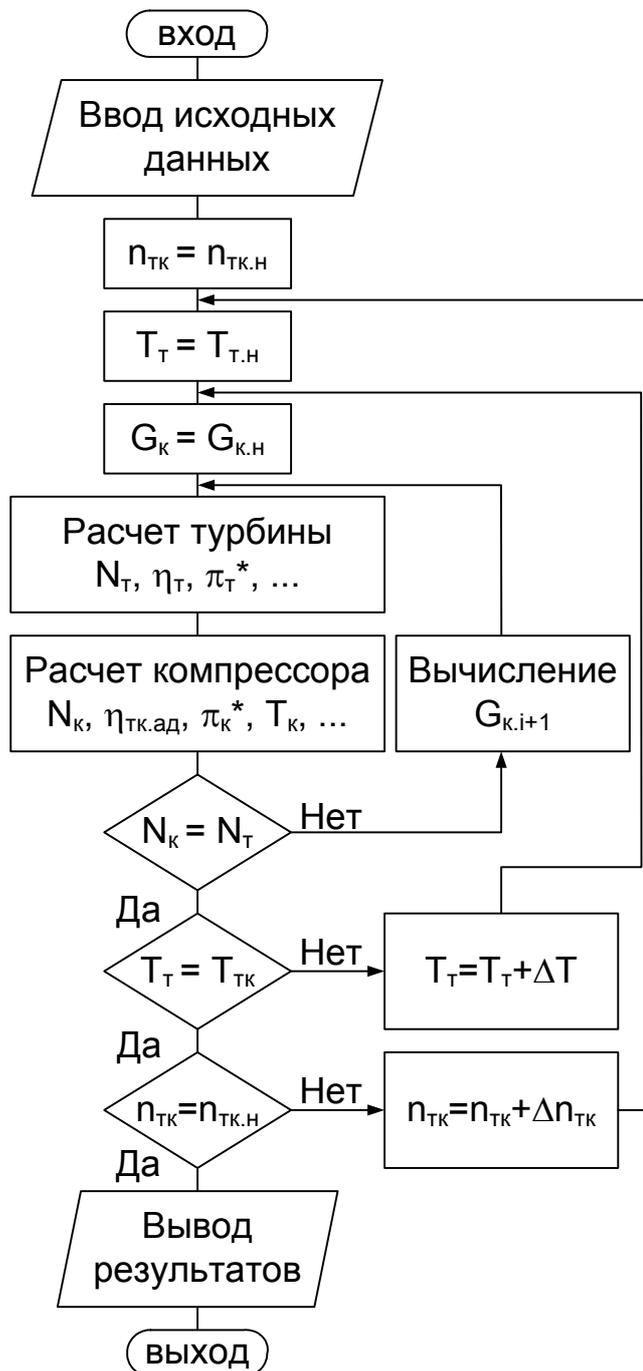


Рис. 11.12. Схема расчета характеристик двухтактного двигателя с приводным ТК

Пример полученной характеристики турбокомпрессора приведен на рис. 11.13.

Таблица 11.1. Напорный адиабатический КПД $\bar{\eta}_k$ центробежных компрессоров

Диаметр колеса компрессора D_k , мм	Тип диффузора компрессора	
	безлопаточный	лопаточный
85...110	0,58...0,63	0,65...0,68
140...180	0,63...0,65	0,66...0,68
230...300	0,63...0,65	0,68...0,70
340...380	0,64...0,66	0,68...0,71
500...650	0,65...0,68	0,70...0,73

11.12. Согласование характеристик турбокомпрессора и поршневой части

11.12.1. Общие принципы

Характеристику двигателя выбирают из условия наиболее полного удовлетворения требования потребителя, исходя из которой выбирают закономерности изменения среднего эффективного давления, эффективной мощности от частоты вращения вала и удельного эффективного расхода топлива от эффективной мощности. На основании этих зависимостей определяют гидравлическую характеристику двигателя $\pi_k^* = f(G_k)$. Гидравлическая характеристика позволяет определить требования для двигателя расход и давления воздуха и сопоставить их с выходными параметрами агрегатов системы наддува. По результатам этого сопоставления решают вопрос о возможности и способах необходимой характеристики двигателя. Вид действительной гидравлической характеристики зависит от ряда факторов и в первую очередь определяется выбранной схемой наддува, характеристиками ее агрегатов и поршневой части.

11.12.2. Расчет характеристик двигателя с приводным турбокомпрессором

Для построения характеристики комбинированного двигателя необходимо знать характеристики его отдельных элементов. По этим характеристикам находят режимы совместной работы компрессора, холодильника, турбины и поршневой части.

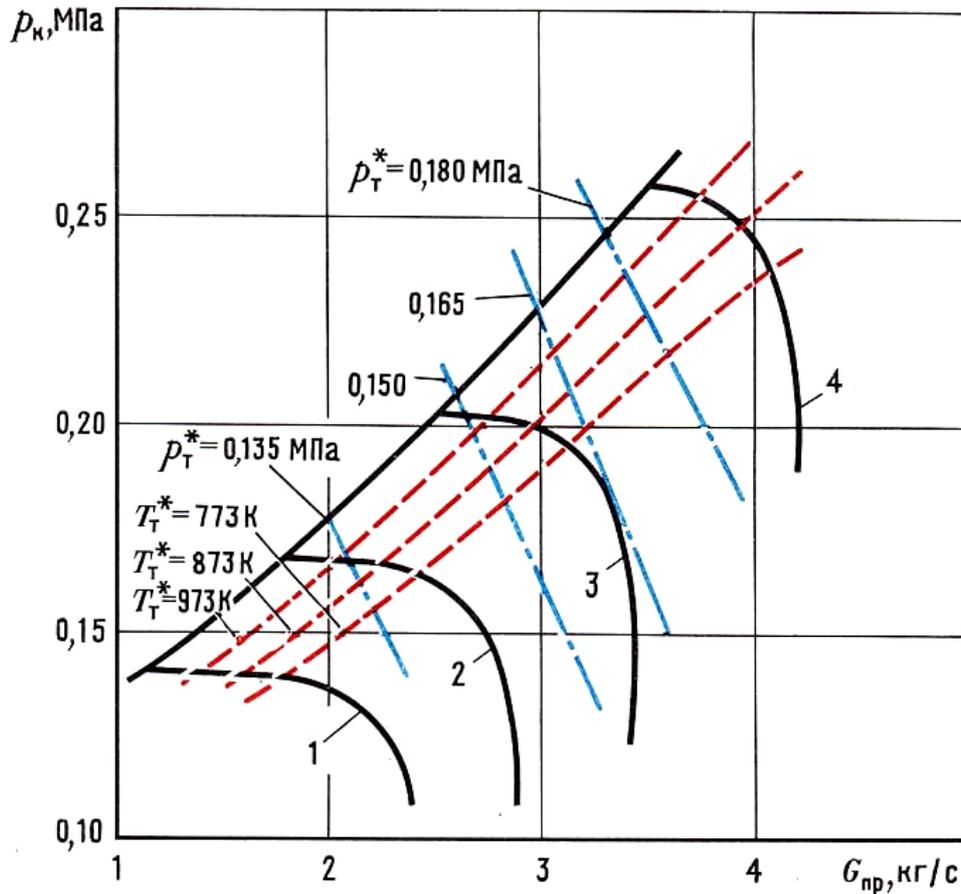


Рис. 11.13. Характеристика турбокомпрессора ТК-38:
 1 – $n = 10800$ об/мин; 2 – $n = 13650$ об/мин; 3 – $n = 16500$ об/мин;
 4 – $n = 19000$ об/мин [1, с. 272]

Для двигателя с приводным турбокомпрессором можно написать следующие уравнения связи между агрегатами:

$$G_K = G_T = G; n_K = n_T = i_{TK} n; T_T^* \approx T_p;$$

$$p_T^* = \sigma_{в.тр} p_p; p_K = p'_K - \Delta p_X; T_K = T'_K - \Delta T_X, \quad (11.26)$$

где i_{TK} – передаточное отношение между ротором ТК и коленчатым валом поршневой части;

T_p и p_p – температура и давление на выходе из поршневой части;

T_K и p_K – температура и давление на выходе из холодильника;

T'_K и p'_K – температура и давление на выходе из компрессора;

$\Delta p_x, \Delta T_x$ – потери давления и понижение температуры в холодильнике;

$\sigma_{в.тр}$ – коэффициент, учитывающий потери давления при движении газа по выпускному трубопроводу, $\sigma_{в.тр} = 0,96 \dots 0,98$.

На основании уравнений (11.26) выполняется расчет характеристик двигателя. Его схема приведена на рис. 11.14. В связи с его трудоемкостью его рекомендуется выполнять на ЭВМ.

В качестве независимых параметров используют частоту вращения коленчатого вала двигателя n и цикловую подачу топлива $g_{т.ц}$. При заданных значениях n и $g_{т.ц}$ из характеристики компрессора при $n_{тк} = i_{тк} n$ определяют параметры на выходе из компрессора p'_k, T'_k , а также G_k и N_k . Затем проводят расчет холодильника и определяют давление и температуру во впускном ресивере.

После этого определяют режим совместной работы поршневой части и турбины. По заданному значению p_p по характеристике двигателя находят соответствующее ему значение расхода выпускных газов G , а по характеристике турбины – соответствующее G значение p_p . Если новое значение давления на выходе из поршневой части значительно отличается от старого, расчет повторяют.

Полученное значение G сравнивают с расходом газа через компрессор G_k . Если они не совпадают, то по характеристикам компрессора задаются новые G_k и p_k , после чего переходят к определению режима совместной работы поршневой части и турбины. Расчет повторяют, пока расчетное значение расходов воздуха в компрессоре и выпускных газов в поршневой части будут примерно равны.

После согласования режимов работы компрессора, турбины и поршневой части рассчитывают эффективные показатели двигателя. Одна из точек характеристики двигателя получена. Затем, задаваясь другими значениями независимых параметров n и $g_{т.ц}$, повторяют расчеты с начала до тех пор, пока все необходимые точки характеристики не будут рассчитаны.

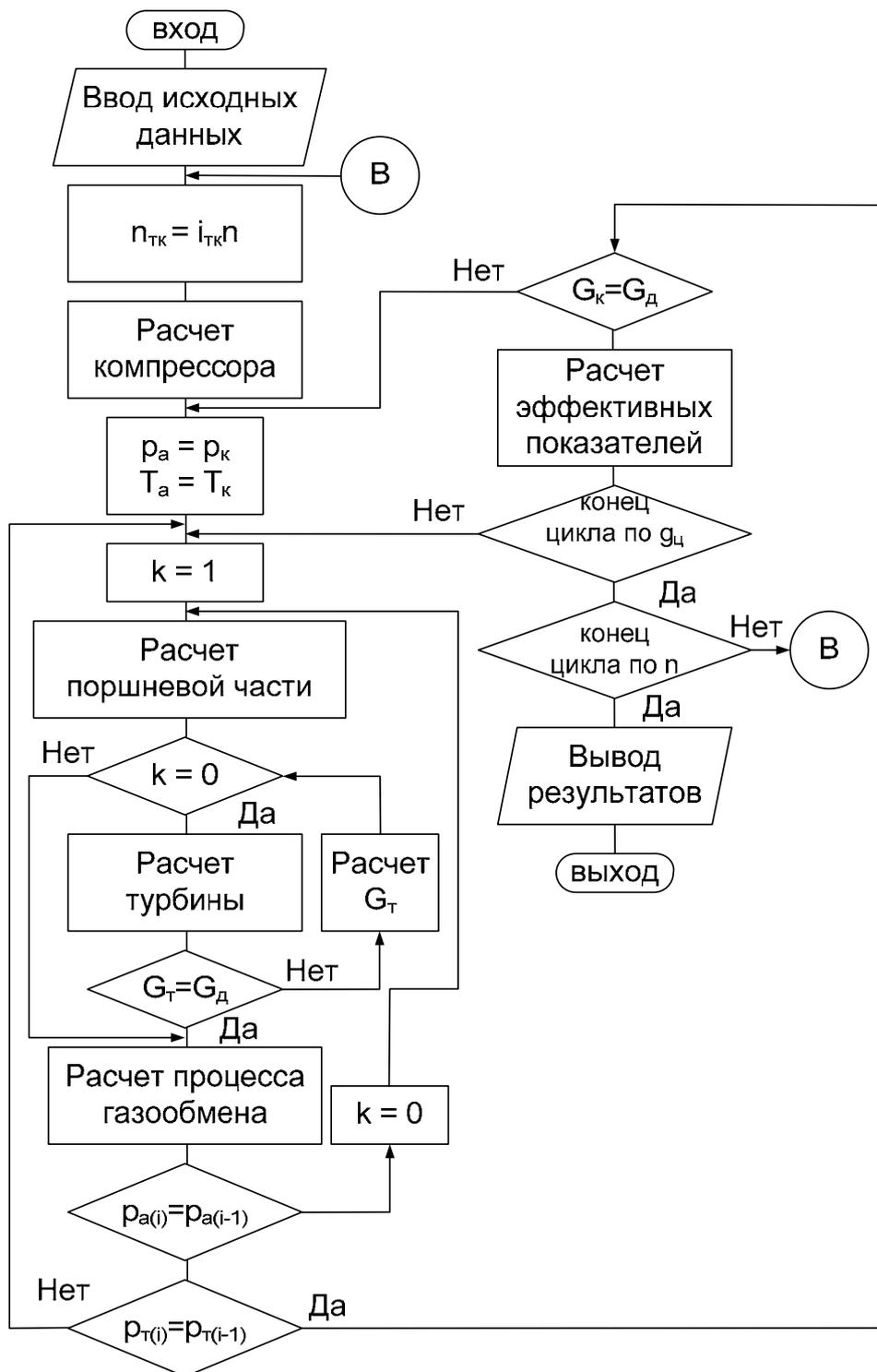


Рис. 11.14. Схема расчета характеристик двухтактного двигателя с приводным ТК

11.12.3. Расчет характеристик двигателя с газовой связью

Для двигателя с газовой связью можно написать следующие уравнения связи между агрегатами:

$$\begin{aligned} G_K = G_T = G; p_K = p'_K - \Delta p_X; p_T^* = \sigma_{в.тр} p_p; T_K = T'_K - \Delta T_X; \\ T_T^* \approx T_p; n_K = n_T = n_{TK}; N_K = N_T. \end{aligned} \quad (11.27)$$

В качестве независимых переменных выбирают n_{TK} , n и $g_{T.ц}$. В качестве критериев сходимости итерационных процессов рационально принять $G = G_K = G_T$ и $N_T = N_K$. Остальные параметры (p_K, T_K, p_T^*, T_T^*), входящие в систему (11.27), однозначно определяются в ходе ее итерационного решения.

Особенности расчета совместной работы поршневой части двигателя и двухступенчатого компрессора изложены в [1, с.276 - 277].

11.13. Регулирование турбокомпрессора

11.13.1. Способы регулирования турбокомпрессора

Правильно выбирая режимы и параметры работы турбины и компрессора, можно достаточно эффективно обеспечить согласование их характеристик с характеристикой двигателя только при $\pi_K^* < 1,8 \dots 2,0$. При более высоких степенях повышения давления для согласования характеристик двигателя и турбокомпрессора применяют различные способы регулирования компрессора и турбины. Основными способами регулирования являются:

- регулирование компрессора;
- регулирование турбины;
- одновременное регулирование турбины и компрессора;
- изменение частоты вращения компрессора или ТК дифференциальной передачей между валом двигателя, ротором компрессора и турбины и валом съема мощности.

Для лучшего согласования режимов работы турбокомпрессора и двигателя по эффективному давлению и для обеспечения высокого коэффициента приспособляемости и скоростного коэффициента используют одновременное регулирование компрессора и турбины.

11.13.2. Регулирование компрессора

Основными способами регулирования компрессора являются:

- дросселирование воздуха на входе в компрессор или на выходе из него;
- изменение угла входа потока газа воздуха на лопатки компрессора входного направляющего аппарата (ВНА);
- поворот лопаток лопаточного диффузора компрессора;
- поворот лопаток ВНА и лопаточного диффузора компрессора;
- изменение высоты канала диффузора компрессора;
- перепуск воздуха из нагнетательного патрубка компрессора во всасывающий или выпуск его в атмосферу.

Дросселирование воздуха используется для ограничения давления наддува при увеличении частоты вращения вала от значения частоты вращения, соответствующей максимальному крутящему моменту, до номинальной. На рис. 11.15 линия АВ соответствует повышению частоты вращения вала двигателя от n_M к $n_{НОМ}$ при отсутствии дросселирования, AD – при применении дросселирования. На рис.11.15 видно, что применение данного способа регулирования снижает обороты турбокомпрессора, давление наддува p_K и, следовательно, давление газа перед турбиной p_m^* , что уменьшает механическую напряженность двигателя.

Чаще всего дросселируют воздух на входе в компрессор, так как это технически проще и в данном случае граница помпажа на характеристике компрессора смещается в сторону меньших расходов.

Регулирование компрессора путем поворота ВНА основано на изменении работы сжатия воздуха при изменении закрутки потока на входе в рабочее колесо. При закрутке потока в направлении вращения работа сжатия компрессора уменьшается, при закрутке против – работа сжатия увеличивается. Это увеличивает рабочий диапазон компрессора по расходу воздуха. Данный способ регулирования широко применяется в авиации и в некоторых дизелях.

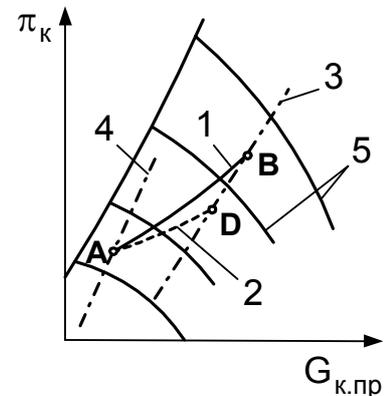


Рис. 11.15. Гидравлические характеристики двигателя: 1 – при отсутствии дросселирования; 2 – при дросселировании; 3 – при $n = n_{НОМ}$; 4 – при $n = n_M$; 5 – при

$$n_{TK} = \text{const}$$

Рассмотрим принципы регулирования при помощи *поворота лопаток лопаточного диффузора*.

Расход воздуха через лопаточный диффузор центробежного компрессора

$$G_k = \pi D'_2 b'_2 \rho'_2 c'_2 \sin \alpha'_2, \quad (11.28)$$

где D'_2 , b'_2 – диаметр окружности и высота лопаток диффузора на входе в его лопаточную часть;

ρ'_2 , – плотность на входе в лопаточную часть диффузора;

c'_2 – скорость воздуха на входе в лопаточную часть диффузора;

α'_2 – угол входа потока на лопатки диффузора.

Из (11.28) следует, что расход воздуха примерно пропорционален углу входа потока на лопатки диффузора. Величину α'_2 выбирают для расчетного режима, поэтому в нерегулируемом компрессоре при больших расходах происходит образование вихрей на выпуклой стороне лопаток и срыв потока с вогнутой стороны лопаток при малых расходах воздуха. Это снижает диапазон работы компрессора по расходу воздуха.

Таким образом, применение поворота лопаток диффузора позволяет расширить диапазон работы компрессора по расходу воздуха при незначительном изменении напора и КПД. Вследствие достаточно сложной конструкции механизма поворота лопаток компрессора регулирование компрессора изменением положения лопаток диффузора целесообразно применять при форсировании двигателей для обеспечения высокого коэффициента приспособляемости и широкого скоростного диапазона устойчивой работы.

Одновременный поворот лопаток ВНА и диффузора компрессора применяют в двигателях с высоким наддувом. Основным недостатком данного способа регулирования – значительное усложнение конструкции компрессора.

Изменение высоты канала диффузора компрессора, эффективность которого можно также объяснить исходя из формулы (11.28), практически не встречается вследствие сложности конструктивного осуществления.

Перепуск воздуха целесообразно использовать как антипомпажное средство и как средство поддержания определенного значения p_k . Выпускаемый воздух целесообразно направлять в турбину или (для эжекции выпускных газов) на выход из нее.

11.13.3. Регулирование турбины

Основными способами регулирования турбины являются:

- дросселирование газа на входе в турбину или на выходе из нее;
- изменение степени парциальности;
- изменение высоты соплового аппарата турбины;
- поворот лопаток соплового аппарата турбины;
- перепуск части выпускных газов в атмосферу помимо турбины.

Дросселирование газа осуществляется при помощи подвижной заслонки за (или перед) турбиной. Целесообразнее установка заслонки за турбиной, так как в этом случае КПД меньше уменьшается.

Регулирование турбины путем изменения степени парциальности основано на изменении проходного сечения соплового аппарата путем выключения из работы части сопел. Скорость истечения газа из соплового аппарата увеличивается, что приводит к росту частоты вращения ротора турбокомпрессора и давления наддува. При этом КПД турбины уменьшается. Данный способ регулирования из-за конструктивной сложности редок.

Изменение высоты соплового аппарата возможно в центростремительной турбине. Расход газа в турбине прямо пропорционален высоте соплового аппарата и применение данного способа расширяет диапазон работы турбины по расходу газа. Однако следует отметить, что снижение высоты соплового аппарата приводит к снижению КПД турбины.

Поворот лопаток соплового аппарата турбины также расширяет диапазон работы турбины по расходу газа. Данный способ регулирования широко распространен.

Перепуск части выпускных газов в атмосферу помимо турбины применяют для предотвращения чрезмерного роста давления наддува и частоты вращения ротора турбокомпрессора. Такое регулирование применяют в автотракторных двигателях.

11.14. Принципы регулирования комбинированного двигателя

В случае постоянного скоростного режима мощность двигателя зависит от подачи топлива, которое можно изменять по различным закономерностям. При *качественном регулировании* изменяют только количество топлива, подаваемое в цилиндр двигателя, а количество воздуха остается неизменным. При этом коэффициент заполнения цилиндра η_v остается практически неизменным, а коэффициент избытка воздуха α изменяется. При *количественном регулировании* количество подаваемого в цилиндра воздуха

прямо пропорционально количеству топлива. При этом $\alpha \approx \text{const}$, а η_v изменяется. *Смешанное регулирование* представляет комбинацию качественного и количественного регулирования.

На рис. 11.16 показано изменение индикаторной диаграммы четырех-

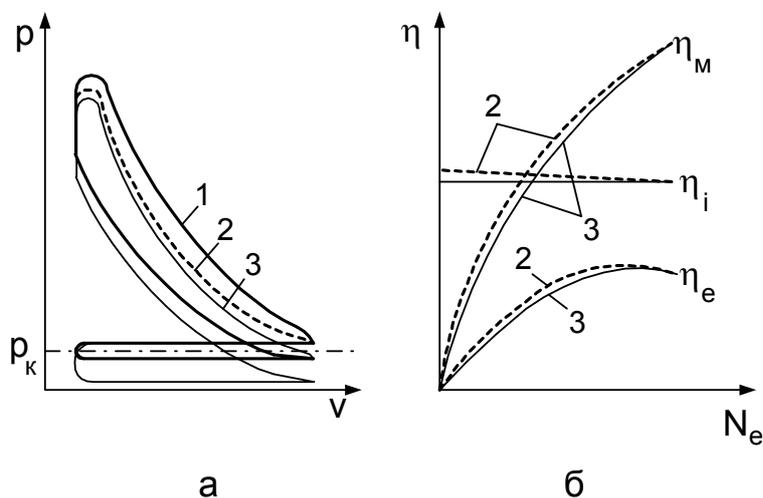


Рис. 11.16. Сравнение различных способов регулирования четырехтактного двигателя: а – индикаторные диаграммы; б – зависимости КПД от мощности; 1 – полная подача топлива; 2 – качественное регулирование; 3 – количественное

тактного двигателя, а также зависимости механического, индикаторного и эффективного КПД при различных способах регулирования. Видно, что применение качественного регулирования обеспечивает больший КПД на режимах частичной мощности.

Хотя преимущество качественного регулирования очевидно, его невозможно применить в бензиновых двигателях из-за малого диапазона коэффициентов избытка воздуха, при которых происходит сгорание

[7, с.75].

Качественное регулирование в основном используется в дизельных двигателях, смешанное – в газовых, а количественное – в ДВС с принудительным воспламенением.

12. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ОСОБЫХ КОНСТРУКЦИЙ

12.1. Роторно-поршневые двигатели

12.1.1. Рабочий цикл роторно-поршневого двигателя

В роторно-поршневом двигателе (РПД) возвратно-поступательное движение поршня заменено вращательным движением ротора, во время которого объемы полостей, образованные стенками корпуса и поверхностью треугольного ротора дважды изменяются за полный оборот от минимальной до максимальной величины. При первом уменьшении объема происходит сжатие смеси, при втором – выталкивание выпускных газов. Первое увеличение объема используется для наполнения полости свежим зарядом, второе – для расширения продуктов сгорания. За полный оборот ротора осуществляется четырехтактный процесс. Смена рабочего тела происходит через окна, открываемые и закрываемые углами или краями ротора (рис. 12.1).

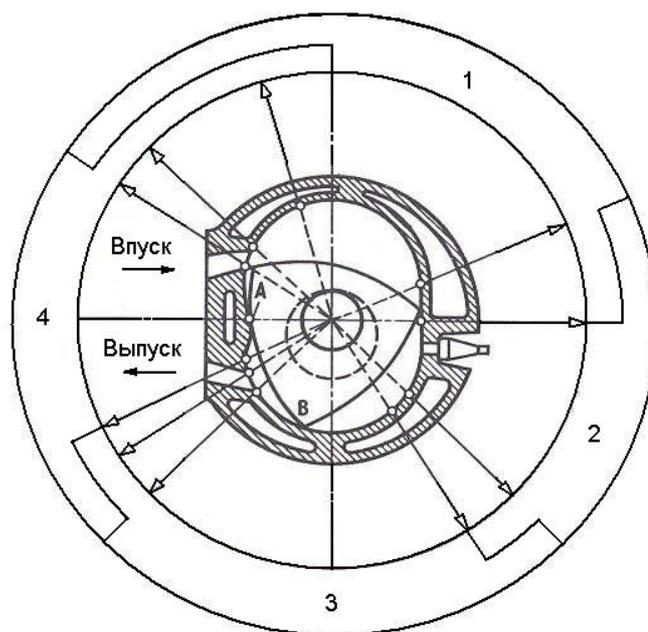


Рис. 12.1. Круговая диаграмма фаз газораспределения РПД: 1 – наполнение; 2 – сжатие; 3 – сгорание и расширение; 4 – выпуск

Впуск свежего заряда (наполнение) продолжается, пока полость соединена со впускным окном. Это составляет примерно 140° угла поворота ротора, из которых примерно 40° занимает продувка камеры сгорания. В 80-х годах XX века в существовавших конструкциях РПД коэффициент наполнения составлял $\eta_v = 0,88 \dots 0,96$, а в некоторых $\eta_v = 0,95 \dots 1,05$, т. е. при номинальной частоте вращения превышал единицу (рис.12.2).

Началом сжатия считают момент перекрытия впускного окна. Сжатие продолжается до момен-

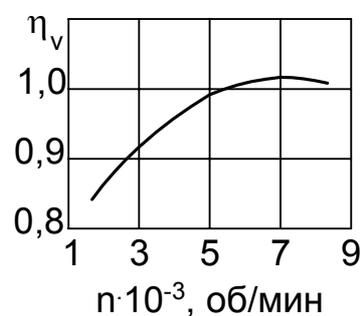


Рис. 12.2. Зависимость η_v от n .

та достижения минимального объема полости, его продолжительность – 75...80°. Особенностью процесса является высокий уровень утечек рабочего тела через уплотнения ротора и перетекание через зазоры продуктов сгорания из соседней полости. Поверхность ротора нагрета выше температуры заряда, что приводит к тому, что теплоотдача в стенки меньше, чем в поршневом двигателе. Показатель политропы процесса сжатия составляет $\Pi_1 = 1,36...1,39$.

Степень сжатия в РПД зависит от формы корпуса и формы выемки в роторе. Максимальное допустимое значение степени сжатия в РПД на бензине – 14, но наибольшую экономичность обеспечивает меньшее значение степени сжатия $\varepsilon = 8,5...10$. При этом давление в конце процесса сжатия $p_c = 1,7...2,4$ МПа [1, с.291].

Процесс сгорания в РПД начинается за 10 – 15° угла поворота ротора до достижения минимального объема камеры сгорания и продолжается в течение примерно 25°, затем следует длительный процесс догорания. В момент начала горения камера сгорания представляет собой узкую щель с двумя клинообразными окончаниями, сжатую в центре корпусом двигателя. Воспламенение смеси осуществляется одной или двумя свечами (так как форма камеры сгорания затрудняет процесс распространения пламени, что одновременный поджог смеси в обеих частях камеры повышает эффективность тепловыделения).

Узкая щелевидная камера сгорания с большим по сравнению с поршневыми двигателями отношением площади поверхности к объему камеры уменьшает склонность РПД к детонации. Эти двигатели могут работать на бензине с октановым числом 76 при степенях сжатия 8,5...10 без детонации.

Расширение в РПД происходит от момента достижения минимального объема до открытия выпускного окна. Длительность процесса – 90° угла поворота ротора. Показатель политропы расширения $\Pi_2 = 1,2...1,15$, что связано с происходящим при расширении подводе теплоты при догорании топлива. Температура газов в конце процесса расширения выше, чем у поршневых двигателей и составляет 1850...1900 К.

Выпуск продолжается, пока открыто выпускное окно – примерно 120° от угла поворота ротора. Этот процесс можно разбить на четыре периода: свободный выпуск, принудительный выпуск (продолжительностью 60° угла поворота ротора), выпуск с одновременным наполнением и окончательный выпуск с продувкой и началом наполнения в соседней полости (продолжительностью примерно 10° угла поворота ротора). Эти периоды примерно соответствуют аналогичным периодам выпуска в поршневом двигателе [7, с.48 - 50].

12.1.2. Показатели работы РПД

РПД, хотя в нем осуществляется четырехтактный цикл, свой рабочий цикл осуществляет за один оборот вала отбора мощности. Следовательно, индикаторную и эффективную мощности, кВт, определяют по формулам для двухтактного двигателя

$$N_i = p_i V_k n / 60; N_e = p_e V_k n / 60, \quad (12.1)$$

где p_i , p_e – среднее индикаторное и эффективное давления.

Таким образом, мощность однороторного РПД равна мощности четырехтактного поршневого двигателя с рабочим объемом, равным двум объемам камеры РПД.

Механический КПД РПД выше, чем у поршневых двигателей, за счет уменьшения потерь на трение и составляет $\eta_M = 0,85 \dots 0,9$ при номинальной мощности.

Отличием характеристик РПД является небольшое изменение удельного расхода топлива при изменении нагрузки от номинальной до 50% номинальной, что обуславливает низкий расход топлива при использовании РПД как двигателя транспортного средства. Для характеристики РПД также характерен рост крутящего момента при увеличении оборотов во всем диапазоне рабочих частот вращения вала двигателя.

Так как сгорание топлива в РПД затруднено формой камеры сгорания, а температура выпускных газов выше, то токсичность выпускных газов РПД также выше, чем у бензиновых поршневых ДВС.

В табл. 12.1 приведены характеристики автомобильного РПД 13B-MSP 13B-MSP RENESIS (Mazda RX-8) в сравнении с поршневыми двигателями аналогичного назначения (Mazda MZI / Ford Duratec 3,0 L V6, Hyundai Sigma G6AU, Mitsubishi 6G74 GDI). Из табл. 12.1 видно, что литровая мощность РПД значительно выше. Это характерно для всех РПД. При этом у РПД, как правило, меньше эффективный КПД и ресурс, что ограничивает их область применения.

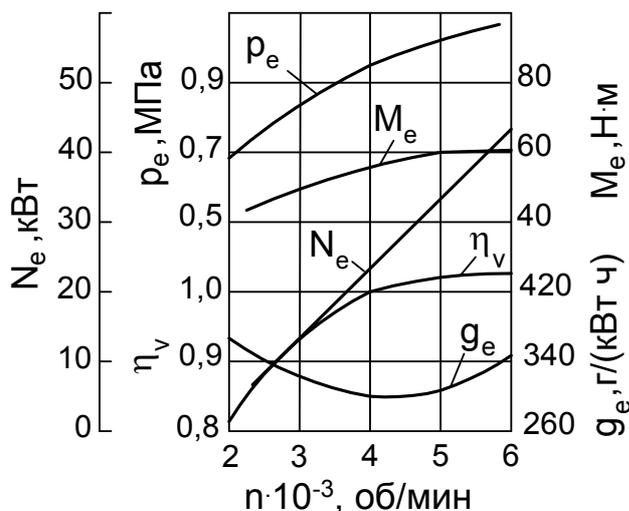


Рис. 12.3. Внешняя характеристика РПД

Таблица 12.1. Эффективные параметры РПД 13В-MSP RENESIS

Двигатель	RENESIS	MZI
Автомобиль	Mazda RX-8	Mazda MPV
Год начала производства	2003	2002
Тип	РПД	бензиновый
Рабочий объем	1310 см ³	2967 см ³
Номинальная мощность	177 кВт (8200 мин ⁻¹)	150 кВт (6200 мин ⁻¹)
Максимальный крутящий момент	211 Н·м (5500 мин ⁻¹)	271 Н·м (3000 мин ⁻¹)
Расход топлива в городе*	20 л / 100 км	13 л / 100 км
Двигатель	Hyundai Sigma G6AU	6G74 GDI
Автомобиль	Kia Sorento	Mitsubishi Pa- jero
Год начала производства	2003	1997
Тип	бензиновый	бензиновый
Рабочий объем	3497 см ³	3497 см ³
Номинальная мощность	145 кВт (5800 мин ⁻¹)	150 кВт (5000 мин ⁻¹)
Максимальный крутящий момент	300 Н·м (3000 мин ⁻¹)	318 Н·м (4000 мин ⁻¹)
Расход топлива в городе*	18 л / 100 км	19,5 л / 100 км

* для автомобиля указанного типа

12.2. Свободно-поршневой генератор газов

12.2.1. Конструкция и цикл свободно-поршневого генератора газов

Свободно-поршневой генератор газов (СПГГ) – разновидность комбинированных ДВС, у которого мощность поршневого двигателя используется для привода компрессора, а мощность газовой турбины передается потребителю. Отсутствие в СПГГ шатунно-кривошипного механизма позволяет работать с высокими давлениями сгорания и, следовательно, получать более высокий термический КПД цикла.

Наиболее предпочтительной схемой СПГГ является схема СПГГ с газовой турбиной, в которой используется двухтактный цикл (рис. 12.4).

Цилиндр СПГГ в данной схеме оснащается двумя одинаковыми поршнями. Поршни и стенки цилиндра образуют рабочую, две компрессорные и две

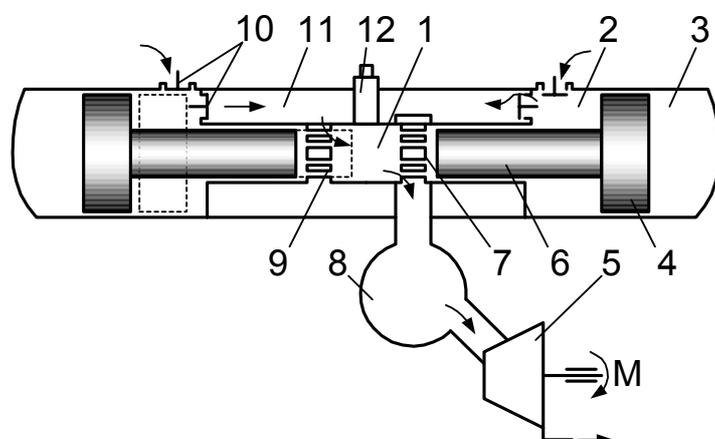


Рис. 12.4. Схема СПГГ с газовой турбиной и внутренним расположением компрессорных полостей: 1 – рабочая полость; 2 – компрессорная полость; 3 – буферная полость; 4 – поршень компрессора; 5 – турбина; 6 – поршень двигателя; 7 – выпускные окна; 8 – ресивер перед турбиной; 9 – впускные окна; 10 – обратные клапаны; 11 – ресивер перед рабочей полостью; 12 – топливная форсунка

буферные полости. В рабочей полости происходит сгорание топлива, компрессорная полость служит для сжатия воздуха перед его входом в рабочую полость, газ буферных полостей, подобно пружине, возвращает поршни в центр двигателя. Поршни свободно перемещаются вдоль стенок цилиндра под действием сил давления газов в полостях двигателя. Ход поршня и степень сжатия в СПГГ – величина переменная и зависит от режима работы.

При перемещении поршня от центра в рабочей полости происходит сгорание и рабочий ход. Одновременно в расширяющуюся компрессорную полость через открывшийся обратный клапан засасывается свежий воздух, а газ в буферной полости сжимается, тормозя поршень. После того, как поршень откроет выпускное окно, продукты сгорания начинают покидать цилиндр, давление в цилиндре резко снижается. Впускные окна открываются после выпускных, при этом давление в рабочей полости цилиндра несколько меньше давления свежего заряда в ресивере перед рабочей полостью. Воздух, поступая через впускные окна в рабочую полость, вытесняет продукты сгорания через выпускные окна и заполняет ее. Вытесненные из двигателя продукты сгорания попадают в ресивер перед турбиной, сглаживающий колебания их давления, а из него – непосредственно на турбину.

Второй такт соответствует ходу поршня к центру. Поршень движется под действием силы давления сжатого газа буферной полости. В начале такта

продолжается процесс продувки и заполнение рабочей полости свежим зарядом. Конец продувки определяется моментом закрытия впускных окон. После закрытия выпускных окон начинается процесс сжатия, завершающийся впуском топлива форсункой и его воспламенением. В то же время в компрессорной полости происходит процесс сжатия. Когда давление в ней сравняется с давлением в ресивере перед рабочей полостью, обратный клапан ресивера откроется, и воздух из компрессорной полости будет вытесняться в ресивер.

12.2.2. Мощность СПГГ

СПГГ не передает работу внешнему потребителю. Он вырабатывает под определенным давлением газ, который совершает работу расширения в турбине. Для оценки работы СПГГ вводят понятие *газовой мощности*: это мощность газовой турбины, работающей на вырабатываемом в СПГГ газе и имеющей КПД, равный единице. Она определяется по формуле

$$N_{\Gamma} = 10^{-3} c_{p_{в.г}} T_{\Gamma} G_{\Gamma} \left(1 - (p_0 / p_{\Gamma})^{(k_{в.г} - 1) / k_{в.г}} \right), \quad (12.2)$$

где N_{Γ} – в кВт.

Температура газов перед турбиной T_{Γ} зависит от начальной температуры входящего в компрессор воздуха T_0 , степени повышения давления в компрессоре π_k , количества впрыснутого в цилиндр топлива, КПД всех рабочих полостей СПГГ, потерь теплоты на охлаждение и теплообмен с окружающей средой.

Расход газа в турбине G_{Γ} , кг/с, равен сумме расходов воздуха в компрессоре G_k и топлива в двигателе G_T :

$$G_{\Gamma} = G_k + G_T = (2\rho_0 \eta_{v_k} F_k S + g_{T.ц}) n_{ц} / 60, \quad (12.3)$$

где $n_{ц}$ – частота двойных ходов поршня, мин⁻¹;

η_{v_k} – коэффициент наполнения компрессора;

F_k – площадь поршня компрессора, м²;

S – ход поршня, м;

ρ_0 – плотность воздуха на входе в компрессор СПГГ, кг/м³.

Индикаторная мощность двигателя N_{i_d} затрачивается на сжатие воздуха в двух полостях компрессора и на преодоление механических потерь (в которые включают и работу на привод всех вспомогательных устройств – топливного, масляного, водяных насосов и т. п.):

$$N_{i_d} = 2N_{i_k} + N_M, \quad (12.4)$$

где N_{i_k} – индикаторная мощность одной полости компрессора;

N_M – мощность механических потерь.

Эффективная мощность установки с СПГГ равна эффективной мощности газовой турбины: $N_e = N_{e_T}$.

12.2.3. Диаграмма действующих сил и баланс работ

Поршни СПГГ движутся под действием результирующей силы, равной сумме сил, действующих на поршни во всех его полостях. Определение большинства характеристик рабочего процесса данного двигателя (ε , $N_{ц}$, N_e и т. д.) невозможно без построения диаграмм действующих сил и нахождения баланса их работ.

Диаграммы действующих сил строят на основании индикаторных диаграмм отдельных полостей. Силы определяются как произведение давления в полости на площадь ее поршня. При прямом (рабочем) ходе поршня силы считают положительными, если они вызывают ускорение поршня. При обратном ходе положительными считают силы, вызывающие торможение поршня. Силу трения полагают постоянной отрицательной величиной. Пример диаграмм действующих сил приведен на рис. 12.5.

Результирующие силы рассчитываются по формулам

$$R_{s_{п.х}} = R_{д.п.х} + R_{к.п.х} - (R_{б.п.х} + R_{тр.п.х}); \quad (12.5)$$

$$R_{s_{о.х}} = R_{б.о.х} - (R_{д.п.х} + R_{к.п.х} + R_{тр.п.х}). \quad (12.6)$$

В формулах (12.5), (12.6) индекс «п.х» говорит о том, что параметр относится к прямому ходу поршня, «о.х» – обратному ходу. Индекс «д» означает, что параметр определен для рабочей, «к» – компрессорной, «б» – буферной полости. Индекс «тр» указывает на силу трения.

Уравнения баланса работ имеют следующий вид:

- для прямого хода поршня

$$L_{д.п.х} + L_{к.п.х} - L_{б.п.х} - L_{тр.п.х} = 0; \quad (12.7)$$

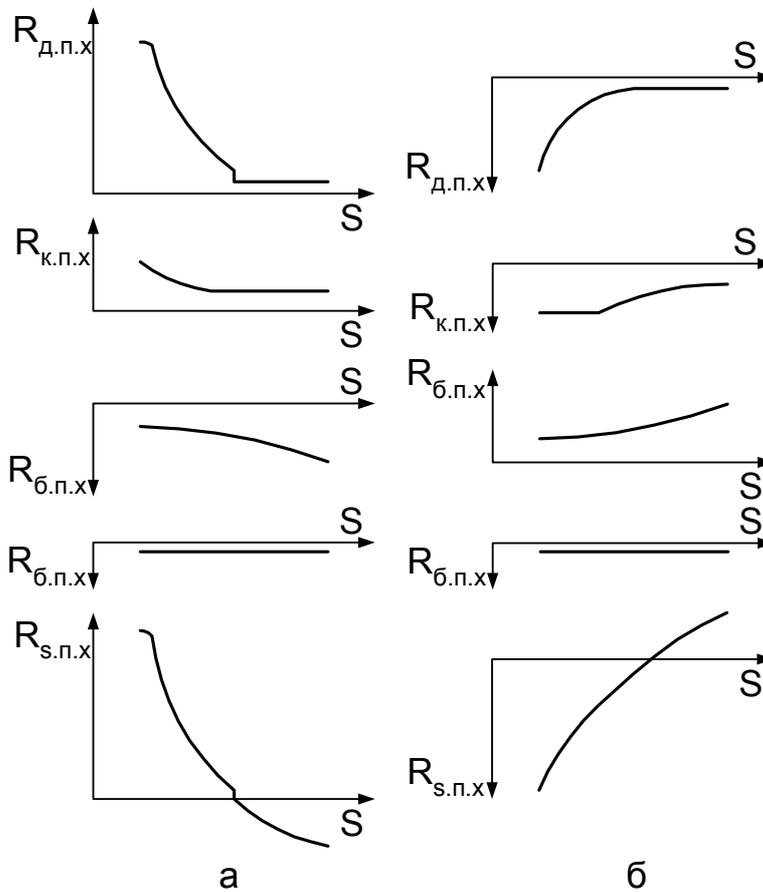


Рис. 12.5. Диаграмма действующих сил СПГГ (правый от центра СПГГ поршень): а – прямой ход; б – обратный ход

- для обратного хода поршня

$$L_{б.о.х} - L_{д.о.х} - L_{к.о.х} - L_{тр.о.х} = 0; \quad (12.8)$$

- для всего цикла

$$\begin{aligned} (L_{д.п.х} - L_{д.о.х}) - (L_{тр.п.х} + L_{тр.о.х}) = \\ = (L_{к.о.х} - L_{к.п.х}) + (L_{б.п.х} - L_{б.о.х}). \end{aligned} \quad (12.9)$$

Так как работы газа в буферных полостях за прямой и обратный ходы примерно равны, то $L_{б.п.х} - L_{б.о.х} = 0$.

Выражения в скобках в равенстве (12.9) представляют собой: $(L_{д.п.х} - L_{д.о.х}) = L_{iд}$ – индикаторную работу в цилиндре двигателя;

$(L_{к_{о.х}} - L_{к_{п.х}}) = L_{i_k}$ – индикаторную работу в цилиндре компрессора;
 $(L_{тр_{п.х}} + L_{тр_{о.х}}) = L_{тр}$ – работу трения и механические потери за прямой и обратный ходы поршня. С учетом этого равенство (12.9) приобретает вид:

$$L_{i_d} = L_{i_k} + L_{тр}. \quad (12.10)$$

Таким образом, индикаторная работа двигателя расходуется на работу сжатия в компрессоре и работу трения.

12.2.4. Частота циклов СПГГ

Уравнение движения поршней СПГГ может быть записано в виде выражения, являющегося уравнением второго закона Ньютона:

$$g_{п} \frac{d^2S}{dt^2} - R_s = 0, \quad (12.11)$$

где $g_{п}$ – масса комплекта поршня, кг;

dS – элементарное перемещение поршня.

Величину скорости поршня $c_{п}$ в произвольной точке его пути можно определить интегрированием уравнения движения

$$\frac{dc_{п}}{dt} = \frac{d^2S}{dt^2} = \frac{R_s}{g_{п}}. \quad (12.12)$$

Кинетическая энергия поршня в каждый момент времени определяется по формуле

$$\frac{g_{п}c_{п}^2}{2} = \int_0^S R_s dS. \quad (12.13)$$

Преобразовав (12.13), получим

$$c_{п} = \sqrt{(2/g_{п}) \int_0^S R_s dS}. \quad (12.14)$$

Время движения поршня определяют отдельно для прямого и обратного ходов. Исходя из связи между скоростью и перемещением

$$dt = \frac{dS}{c_p} = \frac{dS}{\sqrt{(2/g_p) \int_0^S R_s dS}}. \quad (12.15)$$

Тогда время движения поршня в прямом и обратном ходе

$$t_{п.х} = \sqrt{g_p/2} \int_0^S \frac{dS}{\sqrt{\int_0^S R_s dS}}; \quad (12.16)$$

$$t_{о.х} = \sqrt{g_p/2} \int_0^S \frac{dS}{\sqrt{\int_0^S R_s dS}}. \quad (12.16)$$

Время полного цикла $t_{ц}$ равно сумме длительности движения поршня в прямом и обратном ходе. Частоту циклов, мин^{-1} , определяют как

$$n_{ц} = 60/t_{ц} = 60/(t_{п.х} + t_{о.х}). \quad (12.17)$$

12.2.5. Регулирование СПГГ

При регулировании СПГГ изменяют следующие параметры:

- подачу топлива;
- начальное давления в буферных полостях;
- давление перед турбиной.

При уменьшении подачи топлива уменьшается ход поршней, количество производимого газа, температура и давление перед турбиной и мощность СПГГ. Пределом понижения является значение подачи топлива, при котором вследствие уменьшения хода поршней перестанут открываться окна и рабочее тело перестанет попадать в рабочую полость. Максимальное значение подаваемого топлива ограничено максимальным допустимым давлением в буферных полостях.

Значение начального давления в буферных полостях влияет на количество энергии, накапливаемой в буфере при одинаковом ходе поршней. Снижение начального давления вызывает увеличение хода поршней и снижение степени сжатия и мощности СПГГ. При этом увеличивается продолжительность цикла. Минимум начального давления соответствует минимальной

степени сжатия, при которой происходит воспламенение топлива, максимум ограничен максимальным допустимым давлением в рабочей полости.

Изменение давления перед турбиной можно обеспечить, например, дроссельной заслонкой. С повышением давления увеличивается давление в конце процесса сжатия в компрессорных полостях, уменьшается ход поршней, снижается степень сжатия в рабочей полости, уменьшается частота циклов и расход газа через турбину СПГГ.

Основным способом регулирования СПГГ является регулирование по подаче топлива. Изменение начального давления в буферных полостях используется для стабилизации степени сжатия в рабочей полости.

12.2.6. Характеристики СПГГ

При построении характеристик СПГГ по оси абсцисс откладывают абсолютное давление газов перед турбиной p_T . Пример характеристики приведен на рис. 12.6. На данном рисунке газовая мощность N_r , расход топлива G_T и газа G_r даны в процентах относительно своих значений на номинальном режиме. Из рис. 12.6 следует, что работа газовой турбины в составе СПГГ возможна в диапазоне давлений $p_T = 0,2 \dots 0,45$ МПа. При меньших давлениях газа перед турбиной расход газа в СПГГ больше расхода газа в турбине, и их совместная работа невозможна без организации перепуска газов мимо турбины. На рис. 12.6 эта область заштрихована.

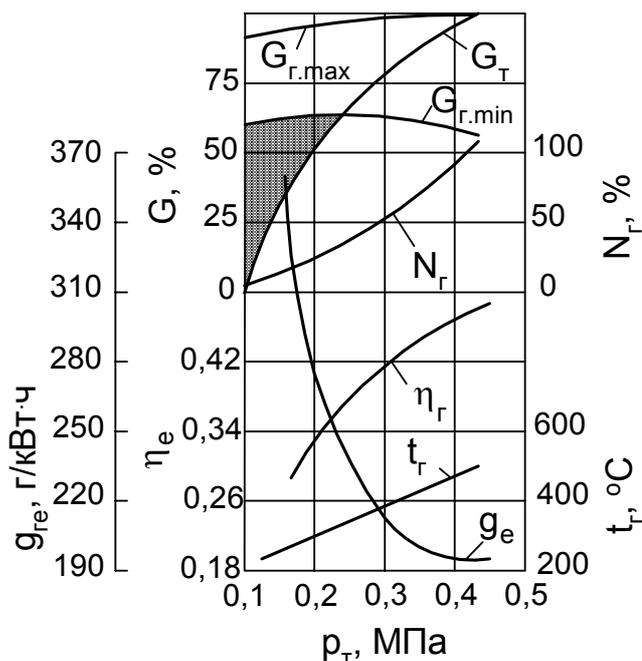


Рис. 12.6. Характеристика СПГГ

12.3. Свободно-поршневой дизель-компрессор

Свободно-поршневые дизель – компрессоры (СПДК) похожи на СПГГ. Их отличие в том, что в них вся мощность затрачивается на сжатие воздуха в полости компрессора, а продукты сгорания из рабочей полости выбрасыва-

ются непосредственно в окружающую среду. Эффективная работа двигателя затрачивается на работу компрессора и продувочного насоса.

В СПДК нет отдельных буферных полостей. Необходимая для обратного хода поршней энергия аккумулируется вредными пространствами компрессорных полостей. Так как из компрессорных полостей в конце прямого хода отбирается рабочее тело, то ускорение и скорость поршня во время прямого хода больше, чем во время обратного, а длительность прямого хода меньше, чем обратного.

В СПДК ход поршней S и среднее индикаторное давление p_i зависят от давления воздуха в ресивере и от расхода воздуха из него. С ростом объемной производительности компрессора $\bar{V}_k = V_k / V_{k_{ном}}$ растет p_i , S , а частота циклов $n_{ц}$ и степень сжатия в цилиндре двигателя ε падают.

Для СПДК ε изменяется в пределах $\varepsilon = 16 \dots 24$. Продувку цилиндра осуществляют воздухом под давлением $p_k = 0,115 \dots 0,135$ МПа. При этом коэффициент продувки $\varphi = 1,5 \dots 2,0$. Ввиду наличия в поршневом комплекте СПДК значительного количества поршневых колец его механический КПД невысок – $\eta_m = 0,5 \dots 0,6$.

Частоту циклов можно приближенно определить по формуле

$$n_{ц} = \frac{\sqrt{2k}}{2\pi} \sqrt{\frac{p_k F}{g_n S}} \left(1 + 0,75 \left(\frac{c_m}{c_{max}} \right)^2 \right), \quad (12.18)$$

где k – показатель адиабаты;

F – площадь поршня двигателя, $см^2$;

$c_m / c_{max} = 0,6 \dots 0,7$ – отношение средней скорости движения поршня к максимальной.

12.4. Дизель-молоты

В дизель-молотах индикаторная работа затрачивается на подъем ударной массы и преодоление трения. Обозначив массу подвижной части молота m , а высоту ее подъема S , получим

$$L_e = p_e V_h = S m g. \quad (12.19)$$

Преобразовав (12.19), получим формулу для расчета высоты подъема ударной массы

$$S = p_e V_h / mg. \quad (12.19)$$

Необходимое значение S обеспечивается умеренными значениями среднего эффективного давления: $p_e = 0,2 \dots 0,4$ МПа. Низкие показатели рабочего процесса обусловлены некачественной продувкой камеры сгорания и малой величиной коэффициента наполнения. Коэффициент остаточных газов в цилиндре дизель-молота $\gamma = 0,15 \dots 0,25$. Процесс подготовки топливовоздушной смеси максимально упрощен – топливо распыляется при ударе падающей массы ударника по впрыснутому в углубление шабота топливу. Распыл при этом – неравномерный, с большим количеством крупных капель топлива. Вследствие медленного сгорания топлива уменьшается индикаторный КПД дизель-молота.

13. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС И ТЕПЛООБМЕН В ДВИГАТЕЛЯХ

13.1. Тепловой баланс

Распределение теплоты, выделяющейся при сгорании топлива в двигателе, на полезно используемую и различные виды тепловых потерь называют *внешним тепловым балансом*. Внешний тепловой баланс позволяет оценить совершенство теплоиспользования, тепловые потери и возможность их уменьшения, эффективность использования энергии выпускных газов, наметить пути улучшения показателей двигателя и рассчитать систему охлаждения. Тепловой баланс составляется для различных режимов, что обеспечивает полный анализ работы двигателя по внешней, винтовой, регуляторной и другим характеристикам.

Уравнение внешнего теплового баланса комбинированного двигателя имеет вид

$$Q = Q_e + Q_{аг} + Q_{г} + Q_{м} + Q_{ост}, \quad (13.1)$$

где Q – теплота сгорания израсходованного топлива;

Q_e – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя;

$Q_{аг}$ – теплота, отводимая от двигателя охлаждающей средой;

$Q_{г} = Q_{в.г} + Q_{н.с}$ – теплота, отводимая от двигателя выхлопными газами;

$Q_{в.г}$ – энтальпия выпускных газов;

$Q_{н.с}$ – теплота, не выделяющаяся при сгорании из-за неполноты сгорания;

Q_M – теплота, отводимая смазочным маслом;

$Q_{ост}$ – теплота, отводимая в результате лучистого и конвективного теплообмена нагретых частей двигателя с окружающей средой.

Теплоту сгорания израсходованного топлива определяют как произведение низшей теплоты сгорания топлива H_u на часовой расход жидкого топлива G_T или газообразного топлива V_T . Теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, определяется по формуле

$$Q_e = \eta_e Q. \quad (13.1)$$

Теплота, отводимая от двигателя охлаждающей средой

$$Q_{аг} = G_{аг} c_{аг} (T_2 - T_1), \quad (13.2)$$

где $G_{аг}$ – расход охлаждающего агента, кг/ч;

$c_{аг}$ – удельная теплоемкость охлаждающего агента, Дж/(кг·К);

T_1, T_2 – температура охлаждающего агента на входе и выходе в рубашку охлаждения двигателя, К.

Величину $Q_{в.г}$ определяют как разность энтальпии газа в выпускном трубопроводе и энтальпии поступающего в двигатель воздуха. Для двигателей на жидком топливе

$$Q_{в.г} = G_T (M_2 c_{p_{в.г}} T_2 - M_1 c_{p_{в}} T_0), \quad (13.3)$$

где G_T – расход газа через турбину;

M_2 – количество продуктов сгорания на один килограмм топлива, кмоль/кг [7, с.36];

$c_{p_{в.г}}$ – удельная молярная теплоемкость выпускных газов, Дж/(кмоль·К);

T_2 – температура продуктов сгорания на выходе из турбины, К;

M_1 – количество горючей смеси на один килограмм топлива, кмоль/кг [7, с.36];

$c_{p_{в}}$ – удельная молярная теплоемкость воздуха, Дж/(кмоль·К);

T_0 – температура окружающей среды, К.

Для газовых двигателей формула (13.3) имеет вид

$$Q_{в.г} = \frac{V_T}{22,4} (M_2 c_{p_{в.г}} T_2 - M_1 c_{p_{в}} T_0). \quad (13.4)$$

Потери теплоты из-за неполноты сгорания в двигателе на жидком топливе при $\alpha > 1$

$$Q_{н.с} = 34080 \varphi_c C G_T, \quad (13.5)$$

где φ_c – доля несгоревшего углерода, подсчитываемая по данным анализа продуктов сгорания [7, с.42];

C – массовая доля углерода в топливе, кг/кг.

Для двигателей с внешним смесеобразованием, работающем на жидком топливе, при $\alpha < 1$:

$$Q_{н.с} = 22,4 G_T M_{сух} H'_u, \quad (13.6)$$

где $M_{сух}$ – количество сухих продуктов сгорания, образующихся при сгорании 1 кг топлива, кмоль/кг;

H'_u – низшая теплота сгорания 1 м³ сухих продуктов сгорания при температуре 0 °С и давлении 0,1013 МПа.

Для газовых двигателей

$$Q_{н.с} = V_T M_{сух} H'_u. \quad (13.7)$$

Теплота, отводимая маслом

$$Q_M = G_M c_M (T_{M_{вх}} - T_{M_{вых}}), \quad (13.8)$$

где G_M – расход масла через маслорадиатор;

c_M – удельная теплоемкость масла, Дж/(кг·К);

$T_{M_{вх}}$, $T_{M_{вых}}$ – температура масла на входе и выходе из маслорадиатора, К.

Остаточный член теплового баланса определяют как разность между подведенной теплотой и суммой измеряемых составляющих теплового баланса:

$$Q_{ост} = Q - (Q_e + Q_{аг} + Q_{г} + Q_M). \quad (13.9)$$

Величина $Q_{ост}$ включает:

- теплоту, соответствующую работе трения, за исключением теплоты, отданной охладителю через стенки цилиндра или унесенной маслом (эта теплота отводится в окружающую среду от поверхностей двигателя вследствие теплообмена);
- кинетическую энергию выпускных газов;
- теплоту, теряемую внешними поверхностями двигателя и его агрегатов вследствие излучения;
- неучтенные потери теплоты.

Значения компонент уравнения теплового баланса, отнесенных к теплоте сгорания израсходованного топлива, приведены в табл. 13.1. Как видно из

Таблица 13.1. Значения компонент уравнения теплового баланса

Двигатели	Q_e	$Q_{аг}$	$Q_{в.г}$	$Q_{н.с}$	Q_M	$Q_{ост}$
Поршневые ДВС с принудительным воспламенением	22...29	20...35	30...55	0...45	3...8	3...8
Дизели без наддува	29...42	20...35	25...40	0...5	2...4	2...7
Комбинированные с наддувом:						
умеренным	35...45	10...25	25...45	0...5	3...7	2...7
высоким	40...48	10...18	20...40	0...7	4...8	2...5

таблицы, 52...78% теплоты, введенной с топливом в двигатель, составляют тепловые потери: энтальпия выпускных газов и теплота, переданная охлаждающему агенту и маслу.

В ДВС с принудительным воспламенением теплота, уносимая с выпускными газами, может достигать 45%, что объясняется их работой на богатых смесях (при $\alpha < 1$). В комбинированных двигателях 10...18% теплоты отводится в систему охлаждения, что меньше, чем в ДВС с принудительным воспламенением (20...30%).

Степень использования топлива увеличивается при утилизации тепловых потерь. В крупных судовых и стационарных силовых установках энтальпию выпускных газов частично используют в утилизационных котлах. Ведутся работы по поиску экономически обоснованных способов утилизации теплоты в ДВС меньшей мощности.

13.2. Теплообмен в ДВС

13.2.1. Теплообмен в цилиндре двигателя

13.2.1.1. Тепловые потоки в цилиндре

Теплообмен в цилиндре двигателя носит сложный характер вследствие изменения параметров, свойств рабочего тела, скорости его движения относительно тепловоспринимающих поверхностей. Кроме того, при воспламенении в цилиндре возникает пламя, имеющее более высокую температуру, чем рабочее тело. Это заставляет для описания теплообмена использовать приближенные эмпирические зависимости.

Теплота от рабочего тела к стенкам камеры сгорания передается за счет конвективного и лучистого теплообмена:

$$q_s = q_k + q_{л.г} + q_{л.п}, \quad (13.10)$$

где q_s – плотность суммарного теплового потока, Вт/м²;

q_k – плотность конвективного теплового потока, Вт/м²;

$q_{л.г}$ – плотность теплового потока излучением с газами, Вт/м²;

$q_{л.п}$ – плотность теплового потока излучением с пламенем, Вт/м².

Пример изменения плотностей суммарного, конвективного и лучистого тепловых потоков по углу поворота коленчатого вала в камере сгорания четырехтактного дизеля приведен на рис. 13.1. Из рис. 13.1 видно, что в результате циклического изменения газодинамических и термодинамических параметров рабочего тела в цилиндре двигателя к стенкам цилиндра подводится тепловой поток, изменяющий и свое значение, и свой знак. Изменяется и температура поверхности цилиндра: на 5...10 °С в высокооборотных двигателях, на 50 °С – в малооборотных судовых дизелях.

Кроме того, плотность теплового потока в различных точках камеры сгорания может сильно изменяться. На рис. 13.2 приведено распределение относительной плотности теплового потока $\bar{q}_s = q_s / q_{s_{max}}$ по поверхности

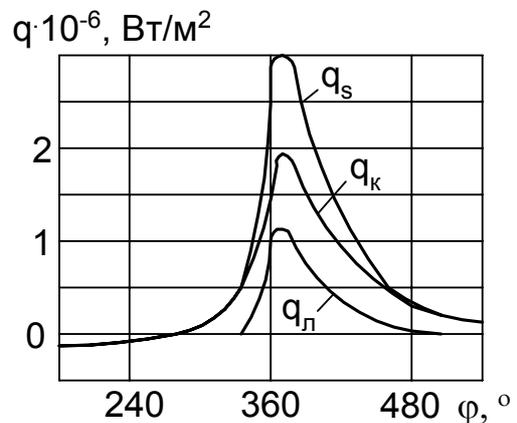


Рис. 13.1. Теплообмен в камере сгорания

поршня (\bar{r} – относительный радиус поршня). Видно, что в данном плотность теплового потока для различных точек поверхности детали различается примерно в 2,5 раза, что затрудняет организацию охлаждения и может вызвать термические деформации.

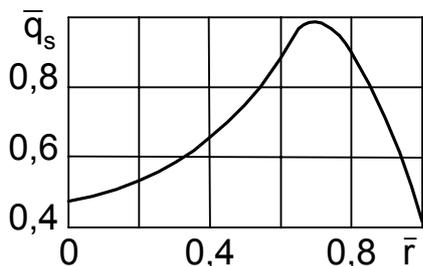


Рис. 13.2. Теплообмен с поршнем

Рассмотрим каждое из слагаемых суммарного теплового потока отдельно.

13.2.1.2. Излучение продуктов сгорания

Наибольшей излучающей и поглощающей способностью из всех газообразных продуктов сгорания обладают двуокись углерода и водяные пары. Остальные компоненты или оптически прозрачны в тепловом диапазоне, или их слишком мало, чтобы повлиять на суммарный тепловой поток.

Излучение газов носит объемный характер. Его плотность зависит от толщины газового слоя, плотности и температуры излучающих газов.

Плотности собственного излучения CO_2 и H_2O определяют по формулам

$$E_{\text{CO}_2} = 3,5(p_{\text{CO}_2} l)^{0,33} (T/100)^{3,5}, \quad (13.11)$$

$$E_{\text{H}_2\text{O}} = 3,5(p_{\text{H}_2\text{O}} l)^{0,8} l^{0,6} (T/100)^3, \quad (13.12)$$

где p_{CO_2} , $p_{\text{H}_2\text{O}}$ – парциальные давления углекислого газа и водяного пара в продуктах сгорания;

$l = 3,6 V/F$ – эквивалентная толщина излучающего слоя;

V – объем газа в цилиндре;

F – площадь стенок цилиндра.

Согласно закону Стефана - Больцмана, плотность теплового излучения газов определяется как

$$q_{\text{л.г}} = \varepsilon'_w \varepsilon_g \sigma \left((T/100)^4 - (T_w/100)^4 \right), \quad (13.13)$$

где $\sigma = 5,67 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коэффициент излучения абсолютно черного тела;

$\varepsilon'_w = (1 + \varepsilon_w)/2$ – эффективная степень черноты стенки;

ε_w – степень черноты стенки в прозрачной среде;

ε_g – степень черноты газа.

Степень черноты компонент смеси газов находят по формулам

$$\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} = 1 - e^{-K_\lambda \rho_{\text{H}_2\text{O}} l}, \quad \varepsilon_{\text{CO}_2} = 1 - e^{-K_\lambda \rho_{\text{CO}_2} l}, \quad (13.14)$$

где K_λ – коэффициент ослабления луча, $\text{Па}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$.

Если учитывать излучение только CO_2 и H_2O , то степень черноты газа

$$\varepsilon_\Gamma = \varepsilon_{\text{CO}_2} + \beta \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta \varepsilon_\Gamma, \quad (13.15)$$

где β – поправочный коэффициент;

$\Delta \varepsilon_\Gamma$ – поправка на частичное совпадение спектров излучения CO_2 и H_2O .

Излучение продуктов сгорания составляет 3...5% общего потока теплопередачи между газом и стенкой.

13.2.1.3. Излучение пламени

Пламя можно условно разделить на оптически прозрачное и непрозрачное. Оптически прозрачное, мало светящееся пламя излучает селективно только в определенной полосе частот. Такое пламя возникает при сгорании хорошо подготовленной топливовоздушной смеси при $\alpha > 1$. С некоторым приближением можно считать, что пламя в двигателях с внешним смесеобразованием – оптически прозрачное.

Оптически непрозрачное пламя (факел) имеет сплошной спектр. Причиной оптической непрозрачности является наличие капель топлива, сажи и других взвешенных частиц. Такое пламя характерно для дизелей и газовых двигателей с отдельной подачей топлива и воздуха в цилиндр. Как видно из рис. 13.3,а, в данном случае степень черноты пламени определяет концентрация частиц сажи. На рис. 13.3,б показано изменение температур факела

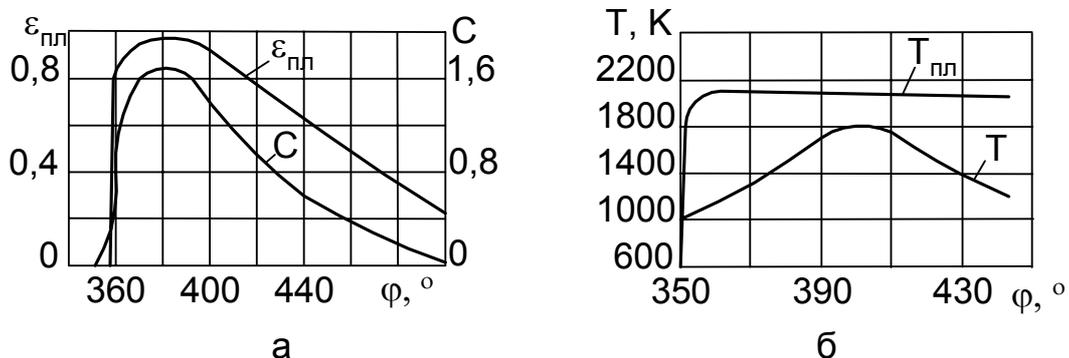


Рис. 13.3. Изменение параметров пламени: а – концентрации сажи и степени черноты пламени; б – температуры пламени и температуры газов

и газа в процессе горения. Температура пламени значительно выше температуры газов.

Как видно из рис. 13.3, температура пламени и степень его черноты непрерывно изменяются. Для расчетов принимают за температуру пламени температуру сгорания топлива при стехиометрическом составе смеси. Степень черноты факела можно определить по эмпирической формуле

$$\varepsilon_{\text{пл}} = 1 - \exp \left\{ -1,8 \frac{C \rho S}{H \alpha} (0,2(1 - x_{\text{выд}}) + 0,03) \times \left(\frac{1}{\varepsilon - 1} + \frac{1}{2} (1 - \cos \varphi) \right) \right\}, \quad (13.16)$$

где C, H – массовая доля углерода и водорода в топливе, кг/кг;

$x_{\text{выд}}$ – относительная характеристика выделения теплоты [7, с.82].

Для расчета плотности теплового потока, излучаемого факелом, обычно Стефана – Больцмана:

$$q_{\text{л.п}} = \varepsilon''_{\text{w}} \varepsilon'_{\text{пл}} \left((T_{\text{пл}}/100)^4 - (T_{\text{w}}/100)^4 \right), \quad (13.17)$$

где $\varepsilon'_{\text{пл}}$ – приведенная степень черноты пламени;

ε''_{w} – приведенная степень черноты стенок.

Излучаемый факелом тепловой поток составляет 15...35% суммарного теплового потока. При расчете теплообмена в цилиндре им нельзя пренебречь.

13.2.1.3. Конвективный теплообмен в цилиндре

Интенсивность теплообмена в цилиндре зависит от характера и интенсивности движения рабочего тела в камере сгорания и микроструктуры потока.

На турбулентное движение газа в цилиндре двигателя влияют движения поршня, процессы впуска и выпуска, особенности организации рабочего процесса и форма камеры сгорания. Кроме того, влияет вибрация стенок камеры сгорания, процесс сгорания, неоднородность и неизотропность рабочего процесса вызывают дополнительные возмущения в рабочем теле, генерируют вторичные потоки у стенок камеры сгорания и интенсифицируют процесс теплообмена.

Плотность конвективного теплового потока определяется по закону Ньютона – Рихмана:

$$q_k = \alpha_s (T - T_w), \quad (13.18)$$

где α_s – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К).

Сложность процесса теплообмена приводит к тому, что для его описания используются эмпирические зависимости. Данные зависимости можно применять только для расчета теплообмена в конкретных типах двигателей определенных размеров. Они могут давать значительную погрешность: коэффициенты теплоотдачи, рассчитанные по различным зависимостям, могут различаться в 2 – 3 раза.

Одной из наиболее простых эмпирических зависимостей является формула Эйхельберга:

$$\alpha_s = 7,8 \sqrt[3]{c_m} \sqrt{pT}. \quad (13.19)$$

Формула Эйхельберга получена по результатам экспериментов на среднеоборотном двухтактном двигателе. Теплообмен излучением эта формула не учитывает.

Формула Пфлаума предназначена для расчетов теплообмена для двигателей с наддувом. Эта формула имеет вид

$$\alpha_s = 3,714 f(p_k) \sqrt{pT} (6,2 - 5,2 \cdot 5,7^{-0,01 c_m} - 0,025 c_m). \quad (13.20)$$

где $f(p_k) = 4,11 p_k^{0,25}$ – для крышки цилиндра и поршня;

$f(p_k) = 3,79 p_k^{0,67}$ – для втулки цилиндра.

Теплообмен излучением эта формула также не учитывает.

Формула Вошни получена по результатам экспериментов на дизелях. Она учитывает различия в интенсивности движения рабочего тела в отдельные периоды рабочего цикла, размеры цилиндра и дополнительную турбулизацию, вызываемую процессом сгорания, и излучение пламени. Она имеет вид

$$\alpha_s = 819,5 p_{пр}^{0,8} w^{0,8} D^{-0,2} T^{-0,53}, \quad (13.21)$$

где D – диаметр цилиндра, м;

$p_{пр}$ – текущее давление в цилиндре при холодной прокрутке вала (без сгорания), МПа;

w – скорость рабочего тела.

Скорость рабочего тела для различных периодов цикла определяют по различным зависимостям. В период газообмена $w = 6,18 c_m$, во время

сжатия $w = 6,18c_m$, а в период сгорания и расширения

$$w = 2,28c_m + 3,24 \cdot 10^{-3} \frac{V_h T_a}{\rho_a V_a} (p - p_{пр}).$$

Достаточно универсальной и обоснованной по данным [1] является формула Розенблита

$$\alpha_s = C_1 \sqrt{\frac{W_\tau}{D}} \sqrt{\lambda c_p \rho} \left(1 + C_2 \frac{C_{зв} W_{зв}}{W_\tau^2} \right) + \varepsilon_{пл} \sigma \frac{T_{пл}^4 - T_w^4}{T - T_w}, \quad (13.22)$$

где W_τ – тангенциальная составляющая скорости газа;

$W_{зв}$ – действительная скорость распространения звуковых колебаний;

$C_{зв}$ – скорость распространения звуковой волны;

λ , c_p , ρ – коэффициент теплопроводности, удельная теплоемкость при постоянном давлении и плотность газа, определяемые при температуре $\bar{T} = (T + T_{ст})/2$;

$C_1 = 4,34$; $C_2 = 2,19 \cdot 10^{-4}$ – для четырехтактного дизеля;

$C_1 = 3,35$; $C_2 = 0,027$ – для двухтактных ДВС с противоположно движущимися поршнями;

$C_1 = 3,95$; $C_2 = 0,0063$ – для двухтактных ДВС с петлевой продувкой.

Формулы (13.19) – (13.22) позволяют получить мгновенное значение коэффициента теплоотдачи. Количество теплоты, переданное газом стенкам за время t_0 , определяется по формуле

$$Q = t_0 \bar{\alpha} F (\bar{T} - \bar{T}_w), \quad (13.23)$$

где $\bar{\alpha} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} \alpha dt$ – средний эквивалентный коэффициент теплоотдачи;

$\bar{T} = \frac{\int_0^{t_0} \alpha T dt}{\int_0^{t_0} \alpha dt}$ – средняя эквивалентная температура газов;

$\bar{T}_w \approx T_w$ – средняя эквивалентная температура стенок.

Средняя эквивалентная температура газов выше среднего интегрального

значения температуры за цикл $T_{cp} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} T dt$. Для четырехтактных дизе-

лей $\bar{T} \approx T_{cp} + (0,6...0,8)(T_{cp} - 273)$, для двухтактных дизелей

$\bar{T} \approx T_{cp} + (0,4...0,6)(T_{cp} - 273)$. С уменьшением нагрузки отношение

\bar{T}/T_{cp} увеличивается. Обычно значения \bar{T} и $\bar{\alpha}$ определяют по экспериментальным индикаторным диаграммам или по данным моделирования рабочего процесса.

13.2.2. Теплообмен в полостях жидкостного охлаждения ДВС

В полостях жидкостного охлаждения ДВС возможны три режима теплообмена:

- вынужденная конвекция;
- заторможенное поверхностное кипение;
- развитое кипение.

Теплообмен при вынужденной конвекции описывается обычными зависимостями для конвективной теплоотдачи, найти которые можно, например, в [8].

Интенсивность теплообмена при кипении зависит от состояния поверхности (вида обработки, чистоты, наличия отложений), теплофизических свойств жидкости и материала деталей.

При отсутствии поверхностного кипения на охлаждающей поверхности гильз цилиндров коэффициенты теплоотдачи можно приблизительно оценить по формуле Розенблита

$$\alpha_s = C w_{п}^{0,41} w_{виб}^{0,23} / (\rho^{0,32} d_{э}^{0,36}), \quad (13.24)$$

где $w_{п}$ – скорость потока охлаждающей жидкости;

$w_{виб}$ – амплитудная скорость вибрации гильзы цилиндра;

ρ – плотность охлаждающей жидкости;

$d_{э} = d_2 - d_1$ – эквивалентный диаметр кольцевой щели канала охладителя;

d_1 – наружный диаметр гильзы цилиндра;

d_2 – внутренний диаметр рубашки охлаждения цилиндра;

$C = 61,5$ – для гильз цилиндров, запрессованных в блоки цилиндров;

$C = 33,8$ – для цилиндрических втулок с напрессованными на них рубашками охлаждения.

Амплитудную скорость вибрации стенок гильзы цилиндра можно определить по эмпирической зависимости

$$w_{\text{виб}} = 8,34 \cdot 10^{-10} (2n/\tau)^3 + 7,25 \cdot 10^{-6} (2n/\tau)^2 - 1,385 \cdot 10^{-3} (2n/\tau) + 0,54, \quad (13.25)$$

где τ – число тактов в цикле двигателя.

Для оценки интенсивности теплообмена при заторможенном поверхностном кипении на крышке блока цилиндров используется зависимость

$$Nu = 0,45 \cdot 10^{-2} K_{\text{ф}}^{0,4} Pe''^{0,7} (p/p_0)^{0,5} Pr^{0,3}, \quad (13.26)$$

где $Pe'' = ql/(rpa)$ – модифицированное число Пекле;

$K_{\text{ф}} = r/(c_p(T_s - T_n))$ – критерий фазового превращения;

p – давление в системе охлаждения;

p_0 – барометрическое давление;

Pr – число Прандтля для жидкого хладагента;

r – скрытая теплота парообразования;

ρ – плотность парообразного хладагента;

a – коэффициент температуропроводности парообразного хладагента;

l – отрывной диаметр пузырька пара;

T_s – температура насыщения хладагента при давлении p ;

T_n – температура потока хладагента.

Для оценки интенсивности теплообмена при заторможенном поверхностном кипении на гильзе цилиндра используется зависимость

$$Nu = 1,2 \cdot 10^{-2} K_{\text{ф}}^{0,4} Pe''^{0,7} (d_2/d_э)(p/p_0)^{0,5} Pr^{0,3}. \quad (13.27)$$

Так как режим теплоотдачи на различных участках охлаждаемой поверхности заранее неизвестен, оценку интенсивности теплообмена выполняют в несколько приближений с одновременным расчетом поля температур охлаждаемых деталей.

14. ДВИГАТЕЛЬ СТИРЛИНГА

14.1. Общие сведения о двигателях Стирлинга

14.1.1. Достоинства и недостатки двигателей Стирлинга

Недостатком большинства тепловых машин с однофазным рабочим телом является то, что температура рабочего тела растет с подводом теплоты, а при отводе теплоты – уменьшается. Максимальная температура в процессе подвода теплоты значительно выше средней температуры в нем, а минимальная температура в процессе отвода теплоты – значительно ниже средней температуры в нем. В результате КПД такой тепловой машины значительно ниже максимально возможного значения КПД, которым является КПД цикла Карно с подводом теплоты при температуре нагревателя (максимальной температуре цикла) и отводом теплоты при температуре охладителя (минимальной температуре цикла).

Особенностью рабочих процессов всех ДВС является то, что рабочее тело в цикле претерпевает химические превращения и требует замены, то есть для работы ДВС необходим или постоянный контакт с атмосферой, или необходимо иметь запас рабочего тела и предусмотреть технические устройства для отвода выпускных газов.

В принципе существует возможность создать тепловую машину, работающую по циклу Карно (рис. 14.1). Рабочим телом ее будет являться двухфазный теплоноситель. Однако ей будут свойственны два серьезных недостатка. В ее состав должны входить машины расширения и сжатия, работающие в двухфазной области с недопустимо малым ресурсом. Кроме того, максимальная температура подвода теплоты ограничена критической температурой рабочего тела, а для того, чтобы хотя бы приблизиться к этому ограничению, необходимо работать с большими максимальными давлениями цикла.

Паровые машины, работающие по циклу Ранкина (паротурбинному), за счет некоторого уменьшения КПД избавлены от первого недостатка машины Карно. Однако ограничение по максимально допустимому давлению сильно ограничивает их КПД.

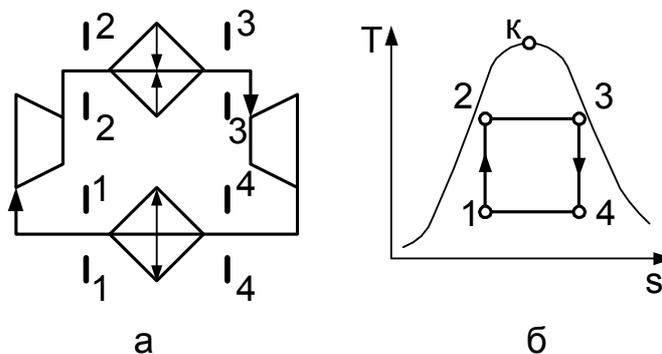


Рис. 14.1. Машина Карно: а – конструкция; б – цикл

Двигатель Стирлинга – это газовый двигатель поршневого типа, сочетающий в себе высокий КПД цикла Карно, независимость от источника паровых машин с отсутствием жестких ограничений по максимальной температуре рабочего тела.

Достоинствами двигателя Стирлинга являются:

- КПД, равный КПД цикла Карно, что делает эффективной работу двигателя даже при относительно небольшой разнице температур между источником и стоком теплоты;
- независимость рабочих процессов в двигателе от источника теплоты;
- возможность работы при незаменяемом рабочем теле;
- относительно небольшое максимальное давление цикла;
- низкий шум работы.

Однако двигатель имеет и серьезные недостатки:

- так как источник теплоты – внешний, то двигатель медленно реагирует на изменение подводимого теплового потока и, следовательно, в двигателе Стирлинга переход от одного режима работы к другому продолжается долго, что сильно затрудняет применение двигателей данного типа в транспортных средствах;
- двигатель Стирлинга требует больших размеров охладителей по сравнению с ДВС, в результате он обладает по сравнению с ДВС меньшей удельной мощностью при примерно равном КПД;
- двигатель Стирлинга дороже аналогичного ДВС.

Эти недостатки приводят к тому, что на нынешнем этапе технического развития двигателя Стирлинга не выдерживают конкуренции двигателей других типов и используются там, где двигатели других типов малоприменимы. В настоящее время двигатели Стирлинга используются:

- в тепловых электростанциях малой мощности. Используется возможность эффективной работы при малой разнице температур между источником и стоком теплоты. Источником теплоты энергии могут являться выхлопные газы, горячая вода технологического происхождения или гейзеры и т.п. Электростанции данного типа успешно производит новозеландская компания WhisperGen;
- в солнечных электростанциях. В 2005 г. В Калифорнии (США) был принят план по строительству солнечных электростанций с двигателем Стирлинга общей мощностью 500 МВт. Площадь зеркал концентраторов этих электростанций должна составить примерно 19 км².
- в силовых установках подводных лодок. Подводные лодки класса «Готланд» (Швеция, серия с 1996 г.) оснащены двумя двигателями Стирлинга типа V4-275R. Эти двигатели, работающие на смеси дизельного топлива и перекиси водорода, позволяют лодке

поддерживать подводный ход в течение 20 суток без всплытия и связи с атмосферой.;

- в радиоизотопных силовых установках космических аппаратов. Примером может являться силовая установка SRG (NASA, США). Источником теплоты в ней служит капсула с плутонием-238 весом 1,44 кг. Электрическая мощность установки – 100...120 Вт.

14.1.2. Идеализированный цикл и конструкция двигателя Стирлинга

Двигатель Стирлинга использует в качестве рабочего тела обычный газ. На рис. 14.2 представлен его идеализированный цикл, а возможные конструкции на рис. 14.3.

Особенностью двигателя Стирлинга является наличие двух полостей – горячей, к которой подводится теплота, и интенсивно охлаждаемой холодной. Эти полости соединены каналом, в котором установлен регенератор. В процессе перекачки в горячую полость рабочее тело в регенераторе получает теплоту, а в процессе перекачки в холодную полость – отдает, причем эти теплоты равны: $q'_1 = q'_2$ (см. рис. 14.2).

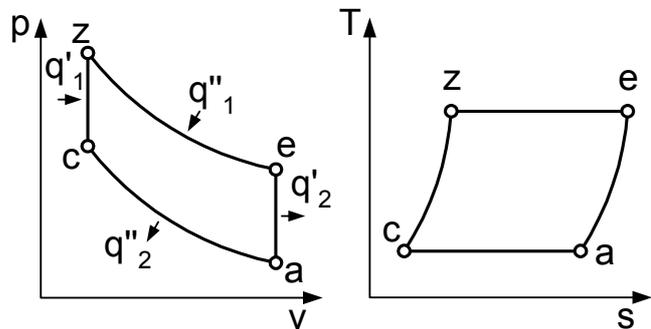


Рис. 14.2. Идеализированный цикл Стирлинга

Идеальный цикл Стирлинга состоит из четырех процессов:

- изохорного процесса сжатия c-z, соответствующего вытеснению рабочего тела из холодной полости в горячую через регенератор;
- изотермического процесса подвода теплоты z-e, соответствующего подводу теплоты к рабочему телу в горячей полости;
- изохорного процесса расширения e-a, соответствующего вытеснению рабочего тела из горячей полости в холодную через регенератор;
- изотермического процесса отвода теплоты a-c, соответствующему отводу теплоты от рабочего тела в холодной полости.

Предположим, что рабочее тело – идеальный газ. Тогда работа цикла будет определяться по формуле

$$I_t = RT_z \ln \frac{V_c}{V_z} - RT_a \ln \frac{V_c}{V_z}. \quad (14.1)$$

Соответственно термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1''} = 1 - \frac{T_a \ln(v_a/v_c)}{T_z \ln(v_e/v_z)}. \quad (14.2)$$

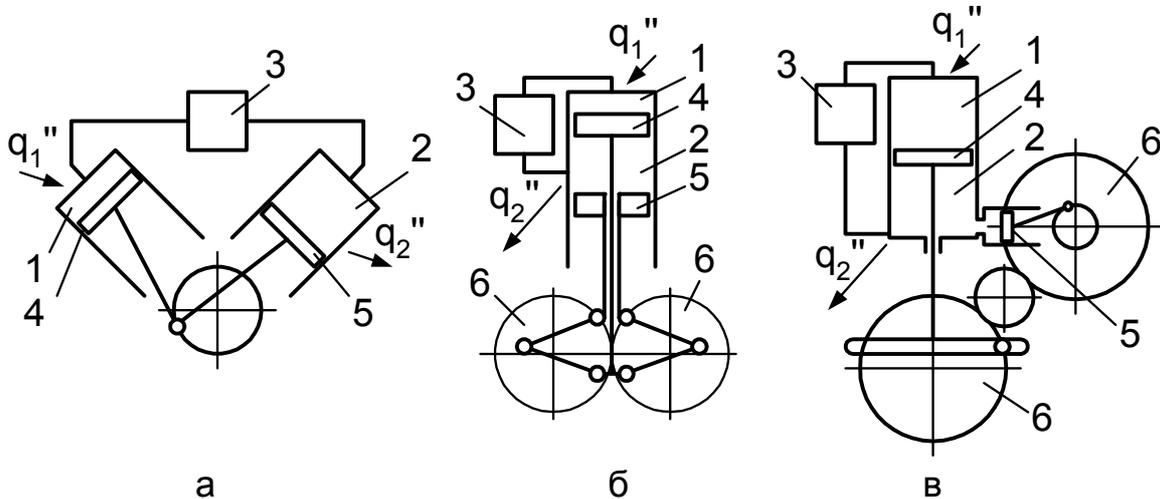


Рис. 14.3. Типы двигателей Стирлинга: а - α ; б - β ; в - γ ; 1 – горячая полость; 2 – холодная полость; 3 – регенератор; 4 – поршень; 5 – вытеснитель; 6 – шестерня

Так как изохоры идеального газа на s - T -диаграмме эквидистантны, то $v_a/v_c = v_e/v_z$ и

$$\eta_t = 1 - \frac{T_a}{T_z}. \quad (14.3)$$

Среднее термодинамическое давление цикла

$$p_t = l_t / (v_a - v_c) = p_a (\theta - 1) \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \ln \varepsilon, \quad (14.4)$$

где $\theta = T_z/T_a$ – степень нагрева газа в цикле;

$\varepsilon = v_a/v_c$ – степень сжатия.

Конструктивно выделяют три основных типа двигателей Стирлинга: α -Стирлинг, β -Стирлинг и γ -Стирлинг (см. рис. 14.3).

α -Стирлинг содержит два отдельных силовых поршня в отдельных цилиндрах. Один поршень – горячий, другой – холодный. Цилиндр с горячим поршнем находится в теплообменнике с более высокой температурой, в то время как цилиндр с холодным поршнем находится в более холодном теп-

лообменнике. Он обеспечивает наибольшую удельную мощность, но в силу высоких температур конструкции горячего поршня малоприменим.

γ -Стирлинг располагает поршнем и вытеснителем и двумя цилиндрами – одним холодным (там движется поршень, с которого снимается мощность), а другим горячим с одного конца и холодным с другого (там движется вытеснитель). Регенератор соединяет горячую часть второго цилиндра с холодной и одновременно с первым (холодным) цилиндром. γ -Стирлинг имеет наименьшую удельную мощность из всех типов.

Наиболее распространены двигатели типа β -Стирлинг. У двигателя β -типа цилиндр всего один, горячий с одного конца и холодный с другого. Внутри цилиндра движутся поршень (с которого снимается мощность) и вытеснитель, изменяющий объем горячей полости. Газ перекачивается из холодной части цилиндра в горячую через регенератор. Чаще всего двигатели данного типа используют ромбический привод, обеспечивающий связь поршня и вытеснителя с валом съема мощности.

14.1.3. Рабочие тела двигателя Стирлинга

Рабочим телом в двигателях может служить любой газ или газовая смесь. В описанных конструкциях использовались воздух, водород, гелий, криптон, двуокись углерода и двухфазные смеси [3].

Воздух является наиболее дешевым рабочим телом в земных условиях. Установки с воздухом в качестве рабочего тела наиболее просты и дешевы. Гелий и водород обладают малой вязкостью и высокой теплопроводностью, мало зависящей от давления, позволяет получать минимальные гидравлические потери. К сожалению, они обладают высокими удельными объемами и способностью проникать через уплотнения и конструкционные материалы, а водород в земных условиях еще и пожароопасен. Криптон и двуокись углерода использовались как химически инертные газы, не обладающие способностью проникать через уплотнения гелия. Использование двухфазных смесей позволяет получать большие коэффициенты теплопередачи со стенками и уменьшить размеры теплообменных поверхностей или ускорить рабочие процессы.

При испытаниях силовой установки космического аппарата при различных рабочих телах КПД составил: для воздуха – 29,4%, для гелия – 35,1%, для водорода – 40% [3].

14.2. Расчет параметров цикла Стирлинга

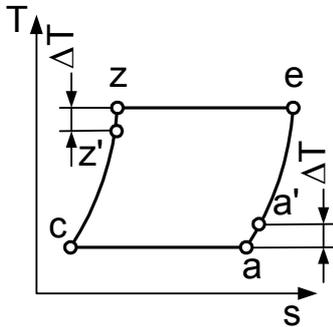


Рис. 14.4. Цикл Стирлинга

В реальном цикле только часть теплоты процесса e-a передается к рабочему телу в процессе c-z. Обозначим параметры рабочего тела на выходе из регенератора a' и z' (рис.14.4). Очевидно, что $q_{ea'} = q_{cz'}$.

Степенью регенерации $\eta_{\text{рег}}$ называют отношение восстановленного тепла к количеству восстановленного тепла в идеализированном процессе.

Если рабочее тело – идеальный газ с постоянной теплоемкостью, получим согласно определению

$$\eta_{\text{рег}} = \frac{T'_z - T_a}{T_z - T_a} = \frac{T_z - T'_a}{T_z - T_a}. \quad (14.5)$$

Формула (14.5) позволяет определить T'_z и T'_a :

$$T'_z = \eta_{\text{рег}} T_z + (1 - \eta_{\text{рег}}) T_a; \quad (14.6)$$

$$T'_a = \eta_{\text{рег}} T_a + (1 - \eta_{\text{рег}}) T_z. \quad (14.7)$$

Соответственно перепад температур $\Delta T = T_z - T'_z = T'_a - T_a$

$$\begin{aligned} \Delta T &= T_z - \eta_{\text{рег}} T_z - (1 - \eta_{\text{рег}}) T_a = (T_z - T_a)(1 - \eta_{\text{рег}}) = \\ &= T_a (T_z/T_a - 1)(1 - \eta_{\text{рег}}) = T_a (\theta - 1)(1 - \eta_{\text{рег}}), \end{aligned} \quad (14.8)$$

где $\theta = T_z/T_a$ – степень нагрева газа в цикле.

Удельную работу цикла можно определить как разность работ сжатия и расширения:

$$l_t = l_{\text{расш}} - l_{\text{сж}}, \quad (14.9)$$

где $l_{\text{расш}} = RT_z \eta_{\text{расш}} \ln(p_z/p_e)$ – удельная работа расширения (процесса z-e);

$l_{\text{сж}} = RT_a (1/\eta_{\text{сж}}) \ln(p_c/p_a)$ – удельная работа сжатия (процесса a-c);

$\eta_{\text{расш}}, \eta_{\text{сж}}$ – изотермический КПД процессов расширения и сжатия газа.

Введем обозначения:

$\pi_{сж} = p_c / p_a$ – степень повышения давления газа при сжатии;

$\pi_{расш} = p_z / p_e$ – степень повышения давления газа при сжатии;

$\sigma_{п}$ – коэффициент восстановления полного давления в системе подвода тепла;

$\sigma_{х}$ – коэффициент восстановления полного давления в системе охлаждения.

С учетом сделанных обозначений выразим давления в конце процессов сжатия и расширения при помощи связи параметров в изохорном процессе:

$$p_z = p_4 \sigma_{п} \theta; \quad (14.10)$$

$$p_e = p_a \theta / \sigma_{х}. \quad (14.11)$$

$\pi_{сж}$ и $\pi_{расш}$ связаны между собой:

$$\pi_{расш} = p_z / p_e = \sigma_{п} \sigma_{х} p_c / p_a = \sigma_{п} \sigma_{х} \pi_{сж}. \quad (14.12)$$

Тогда удельные работы расширения и сжатия газа можно определить как

$$l_{расш} = RT_z \eta_{расш} \ln(\sigma_{п} \sigma_{х} \pi_{сж}), \quad (14.13)$$

$$l_{сж} = RT_a (1/\eta_{сж}) \ln \pi_{сж}. \quad (14.14)$$

Подставив (14.13) и (14.14) в (14.9) и преобразовав полученное выражение, получим

$$l_t = RT_a (\theta \eta_{расш} \ln(\sigma_{п} \sigma_{х} \pi_{сж}) - (1/\eta_{расш}) \ln \pi_{сж}). \quad (14.15)$$

Проанализировав (14.15), можно сделать вывод, что с ростом θ и $\pi_{сж}$ удельная работа цикла монотонно возрастает в отличие от цикла Брайтона, где у зависимости $l_t = f(\pi_{сж})$ имеется экстремум.

Удельное количество восстановленной теплоты при регенерации определяется по формуле

$$q_{рег} = \frac{R}{k-1} T_a \eta_{рег} (\theta - 1). \quad (14.17)$$

Для количества теплоты, передаваемого регенератором за единицу времени, верно равенство

$$Gq_{рег} = \alpha F_{рег} \Delta T, \quad (14.18)$$

где G – расход рабочего тела в двигателе, кг/с;

α – коэффициент теплоотдачи поверхности регенератора, Вт/(м²·К);

$F_{\text{рег}}$ – площадь поверхности регенератора;

ΔT – перепад температур между холодным и горячим теплоносителем в регуляторе.

Запишем выражение для определения площади поверхности регенератора, преобразовав (14.18) и подставив в него (14.17) и (14.8):

$$F_{\text{рег}} = Gc_v \eta_{\text{рег}} / (\alpha(1 - \eta_{\text{рег}})). \quad (14.19)$$

Как видно из (14.19), с ростом $\eta_{\text{рег}}$ $F_{\text{рег}}$ монотонно возрастает, устремляясь к бесконечности при $\eta_{\text{рег}} \rightarrow 1$. Другими словами, для реализации идеального цикла Стирлинга с полной регенерацией необходим теплообменник-регенератор бесконечной площади. Поэтому в существующих двигателях Стирлинга степень регенерации не превышает 0,7...0,75.

Удельное количество подведенной теплоты в цикле

$$q_1'' = RT_a \left(\frac{1}{k-1} (\theta - 1)(1 - \eta_{\text{рег}}) + \theta \eta_p \ln(\sigma_p \sigma_x \pi_{\text{сж}}) \right). \quad (14.20)$$

Удельное количество отведенной теплоты в цикле

$$q_2'' = RT_a \left(\frac{1}{k-1} (\theta - 1)(1 - \eta_{\text{рег}}) + (1/\eta_{\text{сж}}) \ln \pi_{\text{сж}} \right). \quad (14.21)$$

Термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{l_t}{q_1''} = \frac{\theta \eta_{\text{расш}} \ln(\sigma_p \sigma_x \pi_{\text{сж}}) - (1/\eta_{\text{расш}}) \ln \pi_{\text{сж}}}{\frac{1}{k-1} (\theta - 1)(1 - \eta_{\text{рег}}) + \theta \eta_p \ln(\sigma_p \sigma_x \pi_{\text{сж}})}. \quad (14.22)$$

В идеальном цикле Стирлинга $\eta_{\text{рег}} = \eta_{\text{расш}} = \eta_{\text{сж}} = \sigma_p = \sigma_x = 1$, и выражение (14.22) приобретает вид (14.3).

Так как удельная работа цикла растет с увеличением степени нагрева газа в цикле и степени повышения давления газа при сжатии, то целесообразно принимать максимальную температуру и давление цикла предельно возможными при принятых конструкционных материалах. В начале XXI века допускалось $T_z \approx 1000...1200$ К, $p_c \approx 100$ бар [2].

Массовый расход рабочего тела G , определяющий размеры двигателя, определяют из уравнения баланса мощности

$$Gq_1'' = \frac{AN_{эл}}{\eta_t \eta_r \eta_{пр} \eta_M}, \quad (14.23)$$

где $A = 1, 1, \dots, 1, 3$ – коэффициент, учитывающий затраты электроэнергии на собственные нужды электростанции;

$N_{эл}$ – электрическая мощность энергоустановки;

η_r – КПД электрогенератора;

$\eta_{пр}$ – КПД преобразователя электрического тока;

η_M – механический КПД двигателя.

В табл. 14.1 приведены параметры энергоустановки солнечной электростанции космического аппарата на базе двигателя Стирлинга, спроектированной фирмой «Аллисон» (США) в 90-е годы XX века. Из табл. 14.1 видно, что хотя КПД установки достаточно большой, удельный

Таблица 14.1. Параметры энергоустановки космического аппарата на базе двигателя Стирлинга [2, с.213]

Параметр	Значение
Электрическая мощность	4 кВт
Рабочее тело	гелий
Частота вращения ротора	3000 об/мин
Максимальная температура цикла	675 °С
Минимальная температура цикла	66 °С
Максимальное давление цикла	100 бар
КПД цикла	0,375
КПД генератора	0,8
КПД расширения и сжатия	~0,6
Площадь поверхности радиаторов	15 м ²
Масса концентратора	80 кг
Масса преобразователя	108 кг
Масса энергоустановки	258 кг

вес энергоустановки чрезмерно велик – 64 кг/кВт, что выше аналогичного параметра энергоустановок на базе солнечных батарей.

15. ПАРОВЫЕ И ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ

15.1. Преимущества и недостатки паровых машин

Паровая машина – двигатель внешнего сгорания, преобразующий энергию пара в механическую работу. Паровые машины были первыми работоспособными тепловыми двигателями. Они обеспечили возможность осуществления промышленной революции XVIII века. Позже область применения паровых машин была значительно сужена ДВС, имеющими большой КПД и большую удельную мощность. Однако, как отмечалось в подразд. 14.1.1, рабочее тело в ДВС претерпевает химические изменения и не может быть повторно использовано. Кроме того, каждый тип ДВС требует использования определенного вида топлива. Это и определяет основное преимущество паровых машин – они, являясь двигателями внешнего сгорания, могут использовать практически любые источники тепла для преобразования его в механическую работу. Подобными свойствами также обладают другие типы двигателей внешнего сгорания, такие как двигатель Стирлинга (см. разд.14), но имеют существенно большие вес и размеры, чем современные типы паровых двигателей.

В настоящее время паровые машины являются основными приводами электростанций. Примерно 86% электроэнергии, производимой в мире, вырабатывается с их использованием. Кроме того, паровые машины используются в ядерных силовых установках кораблей и подводных лодок в качестве преобразователя тепловой энергии, выделяющейся при делении ядер урана, в механическую работу.

Схема паровой машины, работающей по циклу Ранкина, и ее идеализированный цикл приведены на рис.15.1. Насос закачивает жидкий теплоноси-

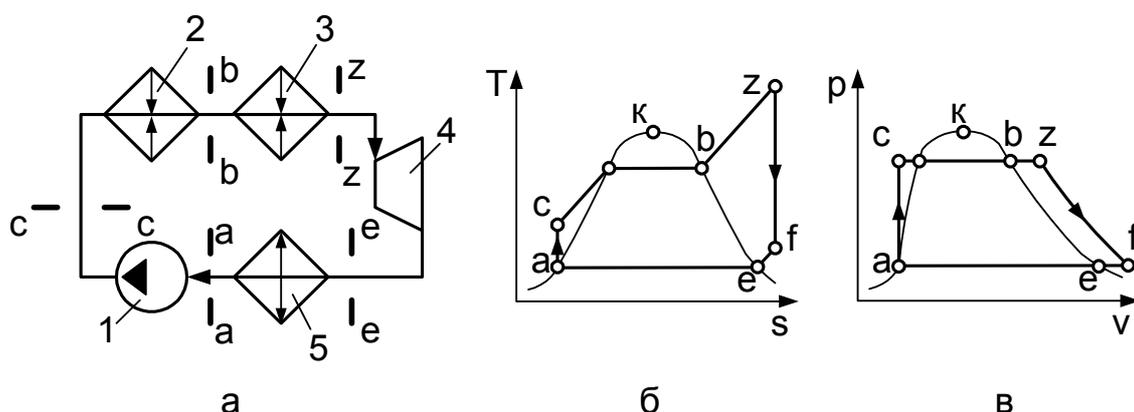


Рис. 15.1. Паровая машина: а – конструкция; б – s-T-диаграмма цикла; в – p-v-диаграмма цикла; 1 – насос; 2 – паровой котел; 3 – пароперегреватель; 4 – турбина; 5 – конденсатор

тель (как правило, воду) в котел (рис.15.1, процесс а – с). В паровом котле происходит изобарный процесс подогрева и испарения воды (рис.15.1, процесс с – b), а в пароперегревателе идет изобарный перегрев пара до температуры T_z (рис.15.1, процесс b – z). Пар из пароперегревателя попадает на турбину (или паровую машину с возвратно-поступательным движением на устаревших конструкциях), где происходит его адиабатное расширение (рис.15.1, процесс z – f), а затем – в конденсатор, где происходит изобарный процесс охлаждения и конденсации рабочего тела (рис.15.1, процесс f – а).

Если пренебречь работой, затраченной на привод питательного насоса, то термический КПД цикла Ранкина можно определить как отношение работы расширения в турбине к подведенной теплоте, т. е.

$$\eta_t = \frac{i_z - i_f}{i_z - i_c}. \quad (15.1)$$

Для того, чтобы увеличить термический КПД цикла, нужно максимально приблизить значение средней температуры подвода теплоты к максимальной температуре цикла, а среднюю температуру отвода теплоты – к температуре холодильника (окружающей среды).

КПД паровых двигателей различных типов сильно отличаются. Паровой двигатель, выпускающий пар в атмосферу (работающий по разомкнутому циклу без конденсатора), будет иметь эффективный КПД 1...8 %, двигатель с конденсатором может иметь КПД порядка 25 % и даже более того. Использование регенеративного подогрева питательной воды позволяет достичь $\eta_e = 30...42$ %. Комбинированные парогазотурбинные установки, в которых энергия топлива вначале используется для привода газовой турбины, а затем для паровой турбины, могут достигать $\eta_e = 50...60$ %. На теплоэлектростанциях – тепловой электростанции, производящей не только электроэнергию, но и тепловую энергию для потребителей – используется до 90 % энергии топлива и только 10 % рассеивается бесполезно в атмосфере.

Рассмотрим влияние различных параметров цикла Ранкина на его термический КПД, а также возможные модификации цикла.

15.2. Влияние изменений предельных параметров пара на КПД цикла Ранкина

15.2.1. Максимальное давление пара

На рис. 15.2. представлены два цикла с различными значениями максимального давления пара, с отводом теплоты при одинаковой температуре и

одинаковых максимальных температурах цикла. Как видно из рис. 15.2, увеличение p_c приводит к тому, что средняя температура подвода теплоты возрастает и, следовательно, термический КПД цикла растет. При увеличении максимального давления от 5 до 8 МПа КПД возрастет на 3%, при увеличении p_c от 8 до 11 МПа – на 1,5%.

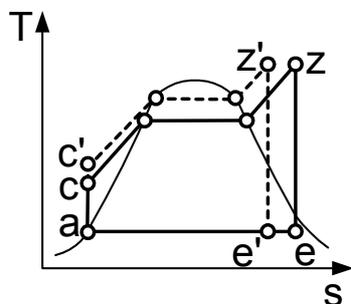


Рис. 15.2. Изменение p_{max} в цикле Ранкина

Однако при увеличении максимального давления возрастает влажность на последних ступенях турбины и в реальных установках ее адиабатический КПД падает. Если влажность на выходе из турбины будет превышать 15%, то лопатки турбины будут подвергаться интенсивному эрозионному износу от воздействия на них капель жидкости. Кроме того, при увеличении

максимального давления пара возрастает напор и мощность питательного насоса.

15.2.2. Максимальная температура пара

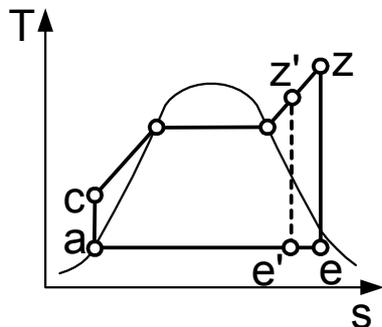


Рис. 15.3. Изменение T_{max} в цикле Ранкина

На рис. 15.3. представлены два цикла с различными значениями максимальной температуры пара, с подводом и отводом теплоты при одинаковом давлении. Как видно из рис. 15.3, увеличение T_z приводит к тому, что средняя температура подвода теплоты возрастает и, следовательно, термический КПД цикла растет. При этом с увеличением T_z будет уменьшаться влажность на последних ступенях

турбины и в реальном цикле ее адиабатический КПД возрастет, что дополнительно повысит эффективный КПД установки.

При повышении T_z от 450 °С до 550 °С термический КПД цикла возрастет примерно на 7%. Дальнейший рост температуры также вызывает ощутимый рост КПД, однако при этом требуется замена материалов турбины на более дорогостоящие, что может оказаться экономически неоправданным.

15.2.3. Давление в конденсаторе

На рис. 15.4. представлены два цикла с различными значениями давления в конденсаторе с подводом теплоты при одинаковом давлении. Как видно из рис.15.4, снижение давления в конденсаторе приводит к снижению температуры отвода теплоты и, следовательно, термический КПД цикла растет.

При снижении давления в конденсаторе от 6,8 до 3,4 кПа термический КПД возрастает на 4...5%.

Минимальное значение давления ограничено температурой охлаждающей конденсатор среды и экономически целесообразными размерами конденсатора. Увеличение площади конденсатора означает увеличение капитальных затрат (затрат на постройку установки), увеличение расхода циркуляционной воды означает увеличение текущих расходов на содержание установки.

В паровом двигателе, выпускающем пар в атмосферу (работающем с разомкнутым контуром без конденсатора), цикл будет замыкаться условным изобарным процессом $e - a$, причем $p_e = p_0 \approx 1$ бар, а средняя температура теплоотвода будет примерно равной 100°C . Как уже упоминалось в подразд. 15.1, эффективный КПД такого двигателя не будет превышать 1...8 %.

В 80-е годы XX в. экономически приемлемыми считались конденсаторы, температура конденсации пара в которых на 11...14 К превышала температуру охлаждающей среды (циркуляционной воды) на входе в теплообменник. Следует отметить, что если контур охлаждения замкнут и нагретая в конденсаторе циркуляционная вода охлаждается в градирне для повторного использования, то температура циркуляционной воды на входе в конденсатор выше температуры окружающей среды как минимум на 8 К.

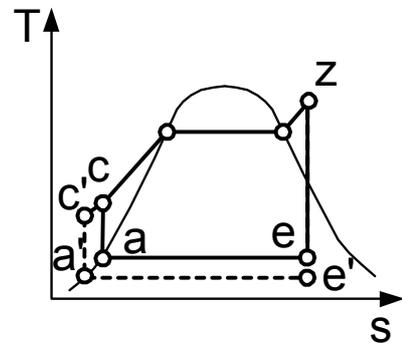


Рис. 15.4. Изменение p_{\min} в цикле Ранкина

15.3. Паротурбинные циклы с регенеративным подогревом питательной воды

15.3.1. Обратимый цикл подогрева питательной воды с использованием сухого насыщенного пара, поступающего из котлоагрегата

Так как паровые двигатели используются в основном как стационарные силовые установки высокой мощности, то для них являются экономически выгодными достаточно дорогие и сложные мероприятия по энергосбережению. Например, регенерация теплоты в паровых машинах – широко распространенный способ поднятия КПД, несмотря на то, что она значительно усложняет конструкцию установки.

Для того, чтобы установить предел значений термического КПД циклов паровых машин, рассмотрим идеализированные регенеративные циклы.

На рис. 15.5 изображен обратимый цикл подогрева питательной воды с использованием сухого насыщенного пара, поступающего из котлоагрегата.

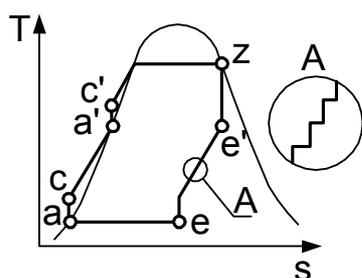


Рис. 15.5. Регенеративный цикл тип 1

Исходный цикл модифицируется для повышения средней температуры подвода теплоты за счет отказа от подогрева питательной воды от внешнего источника теплоты. В данном цикле она подогревается паром. Процесс передачи теплоты будет обратим, если он будет происходить при бесконечно малой разнице температур между водой и паром. Для выполнения этого требования требуется бесконечно большое количество ступеней подогрева.

Кроме того, пар должен быть влажным, иначе в процессе передачи теплоты его температура будет изменяться.

На рис. 15.6 изображена схема установки, работающей по данному циклу. В состав данной установки входит бесконечно большое количество ступеней турбины со следующим за ними змеевиками подогрева питательной воды. Процесс расширения пара на турбине – адиабатный, процесс отдачи теплоты – изобарный. В результате процесс расширения пара в турбине выглядит как адиабатный процесс расширения $z - e'$ и ступенчатая линия $e - e'$, состоящая из бесконечного множества адиабатных и изобарных процессов (см. рис. 15.5). После турбины пар охлаждается в конденсаторе (см. рис. 15.5, процесс $e - a$). Жидкий теплоноситель из конденсатора откачивающим насосом нагнетается в ряд змеевиков, где происходит его предварительный подогрев. Процесс подогрева в змеевике – изобарный, процесс сжатия в промежуточных насосах – адиабатный. Как и процесс $e - e'$, процесс подог-

рева воды представляет собой ступенчатую линию (см. рис. 15.5, процесс $c - a'$). Затем теплоноситель питательным насосом нагнетается в котел, а из него – в турбину.

Для одной ступени подогрева вся теплота, отобранная от пара, переда-

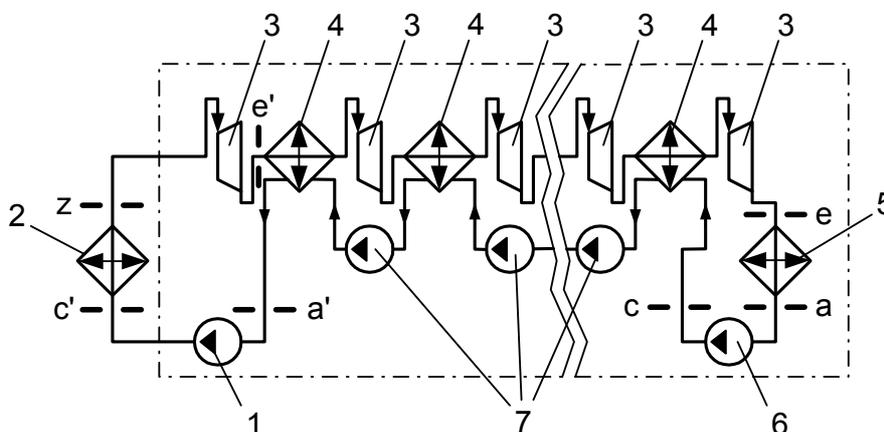


Рис. 15.6. Паротурбинная установка с подогревом питательной воды с использованием сухого насыщенного пара, поступающего из котлоагрегата: 1 – питательный насос; 2 – котлоагрегат; 3 – ступень турбины; 4 – змеевик подогрева питательной воды; 5 – конденсатор; 6 – откачивающий насос; 7 – вспомогательные насосы

ется жидкости:

$$\delta q_{\text{п}} = -\delta q_{\text{ж}}. \quad (15.2)$$

Для обратимых процессов $\delta q = T ds$. Так как температуры пара и жидкости в теплообменнике различаются на бесконечно малую величину, то в данном случае изменения энтропии пара и жидкости будут равны по модулю и противоположны по знаку:

$$ds_{\text{п}} = -ds_{\text{ж}}. \quad (15.2)$$

Из (15.2) следует, что если количество ступеней промежуточного подогрева бесконечно и все теплота, отобранная от пара, передается жидкости, то на s - T -диаграмме линии $a - a'$ и $e - e'$ являются эквидистантами. Из этого следует, что изменение энтропии в процессе подвода и отвода теплоты одинаково:

$$s_e - s_a = s_z - s_{c'}. \quad (15.3)$$

КПД цикла

$$\eta_t = \frac{q_{c'-z} - |q_{e-a}|}{q_{c'-z}} = \frac{i_z - i_{c'} - T_a (s_e - s_a)}{i_z - i_{c'}} =$$

$$= \frac{i_z - i_{c'} - T_a (s_z - s_{c'})}{i_z - i_{c'}} = \frac{l_{\max z} - l_{\max c'}}{i_z - i_{c'}}, \quad (15.4)$$

где $l_{\max z}$, $l_{\max c'}$ – удельная эксергия потока на выходе и на входе в котлоагрегат при условии равенства температуры окружающей среды и температуры на выходе из конденсатора.

Выделенная на рис. 15.6 часть установки представляет собой производящее работу устройство с установившемся потоком, действующее по разомкнутому контуру. Все процессы, происходящие в этом устройстве, внутренне обратимы, а температура на выходе из конденсатора равна температуре окружающей среды (то есть процесс отвода теплоты от установки также обратим). Следовательно, в установке отсутствуют потери возможностей для производства работы и, в результате чего количество работы, полученной в выделенной части установки, равно разности эксергий потока на входе и выходе из нее. Весь цикл можно рассматривать как цикл Карно $a' - e' - e - a - c - a'$ с наложенным на него циклом Ранкина $a' - c' - z - e' - a'$. Если $T_{c'} \approx T_z$, то в данном случае КПД цикла будет определяться как

$$\eta_t = 1 - T_a / T_z. \quad (15.5)$$

15.3.2. Обратимый цикл подогрева питательной воды с использованием перегретого пара, поступающего из котлоагрегата

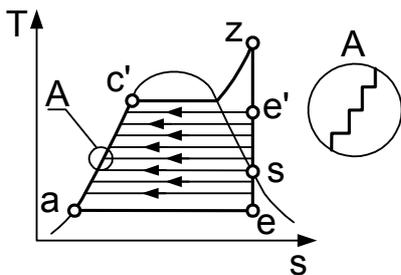


Рис. 15.7. Регенеративный цикл тип 2

На рис. 15.7 изображен обратимый цикл подогрева питательной воды с использованием перегретого пара, поступающего из котлоагрегата.

В цикле подогрева питательной воды с использованием сухого насыщенного пара, поступающего из котлоагрегата невозможно обеспечить обратимость процесса теплопередачи в змеевиках. Однако обратимость процесса возможно достигнуть, если подогрев питательной воды осуществлять в подогревателе,

находящемся вне турбины, а перегретый пар, отбираемый из турбины на пути в каждый подогреватель подвергнется обратимому изотермическому сжатию до состояния насыщения.

Данная установка (см. рис. 15.8) включает в себя подогреватели смешивающего типа, в которых пар конденсируется при непосредственном контак-

те с питательной водой, разбрызгиваемой внутри корпуса подогревателя, откуда вода насосом подается в следующий по порядку подогреватель. Во всех ступенях турбины процесс расширения считается изоэнтروпическим. Если отобранный от турбины пар – сухой, то он должен пройти через компрессор, повышающий его давление до состояния насыщения. Процесс сжатия считается внутренне обратимым изотермическим, отведенная от пара теплота передается питательной воде той же температуры.

Выделенная на рис. 15.8 часть установки представляет собой производящее работу устройство с установившемся потоком, действующее по ра-

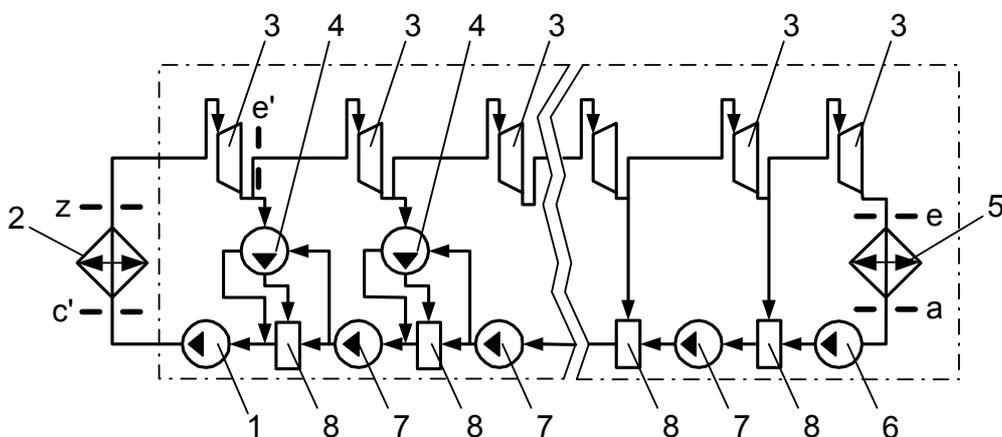


Рис. 15.8. Паротурбинная установка с подогревом питательной воды с использованием перегретого пара, поступающего из котлоагрегата:

- 1 – питательный насос; 2 – котлоагрегат; 3 – ступень турбины; 4 – изотермический компрессор; 5 – конденсатор; 6 – откачивающий насос;
- 7 – вспомогательные насосы; 8 – смеситель

зомкнутому контуру. Все процессы в нем – внутренне обратимые. Следовательно, количество полученной работы равно количеству изменению эксергии потока на входе и выходе из устройства, а КПД цикла можно определить по формуле

$$\eta_t = \frac{l_{\max z} - l_{\max c'}}{i_z - i_{c'}} < 1 - T_a / T_z. \quad (15.6)$$

Хотя температура питательной воды поднялась при помощи регенерации до температуры насыщения, соответствующего давлению в котлоагрегате, КПД данной установки ниже КПД цикла Карно, осуществляемого в том же интервале температур.

15.3.3. Обратимый цикл подогрева питательной воды в рекуперативных теплообменниках

В установке, работающей по изображенному на рис. 15.7 циклу, вместо предложенной в подразд. 15.3.2 схемы с подогревателями питательной воды смешивающего типа и связанных с ними насосов могут применяться последовательно расположенные рекуперативные теплообменники, в которых оба потока обладают пренебрежимо малой предельной разностью температур. Для достижения полной обратимости охлажденный пар переходит в ступень с более низким давлением с помощью обратимого процесса адиабатного расширения в вспомогательной турбине (рис. 15.9). Удельная работа цикла данной установки, как и предыдущей, определяется по формуле

$$l_t = l_{\max_z} - l_{\max_{c'}} \quad (15.7)$$

КПД цикла можно определить по формуле (15.6). Соответственно и в этом цикле КПД ниже КПД цикла Карно, осуществляемого в интервале температур $T_a \dots T_z$.

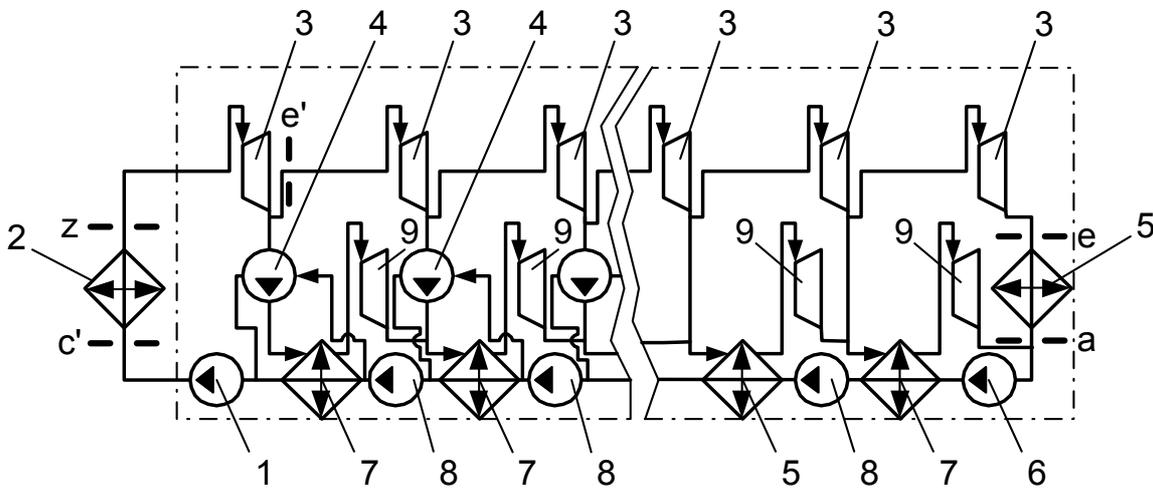


Рис. 15.9. Паротурбинная установка с подогревом питательной воды в рекуперативных теплообменниках: 1 – питательный насос; 2 – котлоагрегат; 3 – ступень турбины; 4 – изотермический компрессор; 5 – конденсатор; 6 – откачивающий насос; 7 – рекуперативный теплообменник; 8 – вспомогательный насос; 9 – вспомогательная турбина

15.3.4. Результаты анализа идеализированных циклов с регенеративным подогревом питательной воды

Идеальным регенеративным циклом является такой цикл, в котором все процессы обратимы, подогрев питательной воды осуществляется в бесконечно большом числе ступеней подогрева, а перегретый пар, отбираемый от турбины, подвергается обратимому изотермическому сжатию. КПД при этом имеет вид (15.4), то есть равно отношению изменения эксергии потока при нагреве к подведенному количеству теплоты.

Термический КПД цикла будет расти с ростом конечной температуры подогрева питательной воды и достигнет своего предела при температуре питательной воды, равной температуре насыщения, соответствующему давлению в котлоагрегате.

15.3.5. Реальные циклы подогрева питательной воды с конечным числом подогревателей

15.3.5.1. Постановка задачи

Значительное усложнение конструкции установки неоправданно, мероприятия по повышению КПД должны быть оправданы экономически. Установка на реальных установках компрессоров в магистралях отбора пара от турбины и вспомогательных турбин себя не оправдывает. Реальные циклы подогрева питательной воды имеют относительно простую схему, содержащую последовательный ряд смешивающих подогревателей со связанными с ними насосами, или рекуперативные теплообменники с дроссельными устройствами в конденсаторных линиях, или же комбинацию этих двух вариантов.

При анализе реального цикла будем считать потери давления в котлоагрегате и конденсаторе и теплообмен турбины с окружающей средой пренебрежимо малыми, а процесс расширения на турбине – протекающим с ростом энтропии.

Рассмотрим оптимизацию цикла, в котором используется N подогревателей смешивающего типа питательной воды (рис. 15.10). Температура питательной воды на выходе из подогревателей – T_c . Установка, работающая по данному циклу, представлена на рис. 15.11.

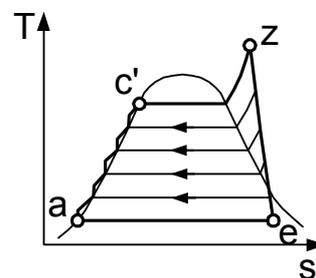


Рис. 15.10. Реальный цикл

15.3.5.2. Отношение потоков пара в конденсаторе и котлоагрегате

Расход пара в конденсаторе G_e меньше расхода пара на выходе из котлоагрегата G_z на величину отборов пара на подогрев питательной воды.

Рассмотрим баланс энергии для j -го подогревателя (см. рис.15.11):

$$G_{пj} i_{пj} + G_{жi} i_{жi} = i_{жj} (G_{пj} + G_{жi}), \quad (15.8)$$

$$G_{пj} = G_{жi} (i_{жj} - i_{жi}) / (i_{пj} - i_{жj}). \quad (15.9)$$

Так как $G_{жj} = G_{пj} + G_{жi}$, то

$$G_{жj} / G_{жi} = 1 + (i_{жj} - i_{жi}) / (i_{пj} - i_{жj}) = 1 + \gamma_j, \quad (15.10)$$

где $\gamma_j = 1 + (i_{жj} - i_{жi}) / (i_{пj} - i_{жj})$.

Определив отношение потоков на входе и выходе каждого смесителя, получим

$$G_z = G_e \prod_{j=1}^n \gamma_j. \quad (15.11)$$

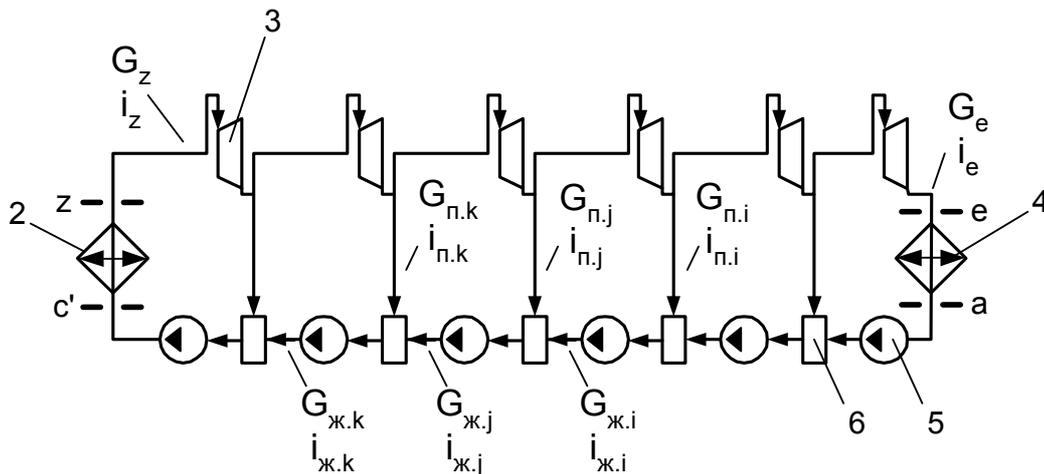


Рис. 15.11. Паротурбинная установка с подогревом питательной воды в теплообменниках смешительного типа: 1 – питательный насос; 2 – котлоагрегат; 3 – ступень турбины; 4 – конденсатор; 5 – насос; 6 – смеситель

15.3.5.3. Оптимальное распределение общего прироста энтальпии между подогревателями и их количество

Термический КПД цикла согласно определению

$$\eta_t = 1 - \frac{|Q_{ea}|}{Q_{cz}} = 1 - \frac{G_e (i_e - i_a)}{G_z (i_z - i_c)} = 1 - \frac{(i_e - i_a)}{\prod_{j=1}^n \gamma_j (i_z - i_c)}. \quad (15.12)$$

Из (15.12) следует, что максимум термического КПД цикла необходимо получить максимальное значение $\prod_{j=1}^n \gamma_j$. Для этого повышение энтальпии

воды в подогревателях должно быть одинаковым для всех подогревателей. Следует отметить, что большая точность в распределении прироста энтальпии между подогревателями не требуется, так как КПД не очень чувствителен к отклонению от оптимального распределения.

При увеличении количества ступеней подогрева термический КПД цикла возрастает. Однако примерно половину максимально возможного приращения КПД, связанного с подогревом питательной воды, дает один подогреватель. Выбор числа ступеней подогрева производится, исходя из сравнения стоимости их установки и экономического эффекта от их работы.

Кроме воздействия на КПД цикла, регенеративный подогрев питательной воды улучшает конструктивные характеристики турбины. Уменьшение расхода пара на выходе из турбины приводит к уменьшению высоты лопаток турбины в конце, где они чрезмерно длинны. Отбор пара также позволяет осуществить отвод конденсата, выпадающего в турбине, что уменьшает эрозийный износ лопаток турбины и увеличивает их ресурс.

15.4. Промежуточный перегрев пара

15.4.1. Промежуточный перегрев пара в цикле паровой машины без регенерации

Цикл паровой машины без регенерации с промежуточным перегревом пара приведен на рис. 15.12. Его термический КПД можно определить как

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_{ea}}{Q_{cz'} + Q_{e'z}}, \quad (15.13)$$

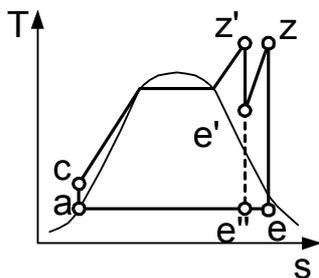


Рис. 15.12. Цикл с промежуточным перегревом пара

где Q_{ea} – теплота, отводимая от рабочего тела в конденсаторе;

$Q_{cz'}$ – теплота, подведенная при основном нагреве;

$Q_{e'z}$ – теплота, подведенная при промежуточном перегреве.

Цикл $a - c - z' - e' - z - e - e'' - a$ можно рассматривать как цикл без промежуточного перегрева пара (цикл Ранкина) $a - c - z' - e' - e'' - a$ с наложенным на него циклом $e'' - e' - z - e - e''$. Отноше-

ние КПД цикла с промежуточным перегревом пара к КПД исходного цикла Ранкина можно записать как

$$\frac{\eta_t}{\eta_N} = 1 + \frac{\eta_R / \eta_N - 1}{Q_{cz'} / Q_{e'z} + 1}, \quad (15.14)$$

где η_t – термический КПД цикла $a - c - z' - e' - z - e - e'' - a$;

η_N – термический КПД цикла $a - c - z' - e' - e'' - a$;

η_R – термический КПД цикла $e'' - e' - z - e - e''$.

Как видно из (15.14), промежуточный перегрев пара может обеспечить рост термического КПД цикла. Значение отношения η_t / η_N зависит от давления $p_{e'}$, при котором осуществляется промежуточный перегрев. Оптимальное давление промежуточного перегрева составляет примерно 25% начального давления в котле. Для существенно необратимых циклов оптимум понизиться до 10% от p_c . При отклонении от оптимального значения $p_{e'}$ термический КПД цикла уменьшается незначительно.

15.4.2. Промежуточный перегрев пара в циклах паровой машины с регенерацией

В циклах паровой машины с регенерацией промежуточный перегрев пара также повышает термический КПД. Оптимальное значение давления промежуточного перегрева составляет примерно 20...25% начального давления в котле. Промежуточный перегрев пара обеспечивает рост эффективного КПД паровых машин примерно на 4...5%. Росту эффективного КПД способствует

уменьшение влажности пара на выходе из турбины, что увеличивает КПД последних ступеней турбины.

15.5. Комбинированная парогазотурбинная установка

Температура выпускных газов газотурбинной установки высока даже при использовании регенерации. Рациональным представляется использовать эти выпускные газы для нагрева рабочего тела паровой машины. В результате механическую работу будет вырабатывать не только газотурбинная установка, но и работающая совместно с ней паровая машина. Упрощенная схема подобной установки представлена на рис. 15.13.

Эффективность извлечения энергии из незамкнутого контура газового потока можно оценить коэффициентом

$$X = (q_T + i_{в.г} - i_в) / q_T, \quad (15.15)$$

где $i_{в.г}$ – удельная энтальпия выпускных газов;

$i_в$ – удельная энтальпия воздуха на входе;

q_T – теплота, подводимая к 1 кг воздуха в газовой части установки.

Если температура выпускных газов равна температуре воздуха на входе в установку, то $X = 1$.

Обозначим отношение удельной работы газовой турбины к теплоте, подводимой к 1 кг воздуха в газовой части установки как $\eta_{г} = l_{г} / q_T$.

Определим связь между X и $\eta_{г}$ посредством закона сохранения энергии для выделенной части установки (рис. 15.13):

$$q_{п} + l_{г} + i_{в.г} - i_в = q_T, \quad (15.16)$$

где $q_{п}$ – теплота, передаваемая в цикл паровой машины 1 кг воздуха.

Подставив (15.16) в (15.15), получим

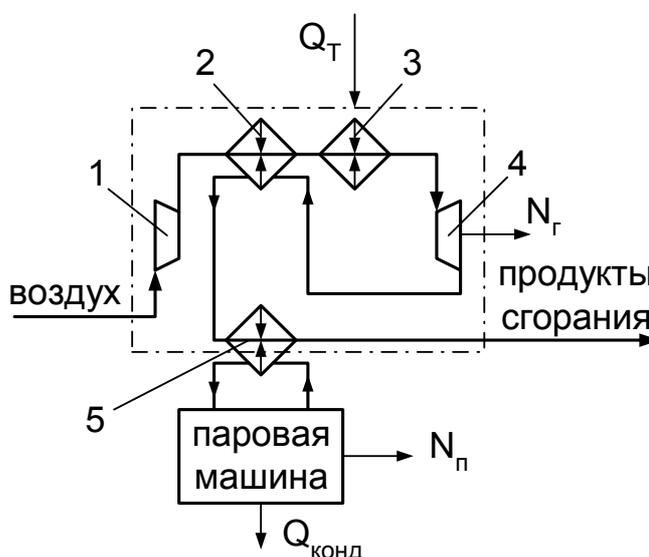


Рис. 15.13. Комбинированная парогазотурбинная установка: 1 – компрессор; 2 – регенератор ГТУ; 3 – камера сгорания; 4 – турбина; 5 – рекуперативный теплообменник

$$x = (q_T + i_{в.г} - i_{в})/q_T = (l_r + q_{п})/q_T = \eta_r + q_{п}/q_T. \quad (15.17)$$

Согласно определению, термический КПД паровой машины

$$\eta_{п} = l_{п}/q_{п}, \quad (15.18)$$

где $l_{п}$ – работа паровой машины, отнесенная к расходу воздуха в газовой части установки.

Термический КПД комбинированной парогазотурбинной установки определяется как

$$\begin{aligned} \eta_s &= (l_r + l_{п})/q_T = \eta_r + l_{п}/q_T = \eta_r + (l_{п}q_{п})/(q_{п}q_T) = \\ &= \eta_r + \eta_{п}(x - \eta_r) = \eta_r + x\eta_{п} - \eta_r\eta_{п} = \\ &= \eta_{п}x + \eta_r(1 - \eta_{п}). \end{aligned} \quad (15.19)$$

Эффективный КПД комбинированной парогазотурбинной установки составляет 50...60%, в то время как эффективный КПД ГТУ 30...45%, а КПД паровой машины не превышает 30...42%. Токсичность выпускных газов установок данного типа ниже, чем у ГТУ или паровых машин.

Комбинированные парогазотурбинные установки – распространенный вид силовых установок электростанций на Западе. В России электростанциями данного типа являются Северо-западная ТЭЦ (Санкт - Петербург) и Тюменская ТЭЦ-1.

15.6. Комбинированная парогазотурбинная установка с МГД-генератором

Магнитогиродинамический (МГД) генератор – энергетическая установка, в которой энергия рабочего тела (жидкой или газообразной электропроводящей среды), движущегося в магнитном поле, преобразуется непосредственно в электрическую энергию. Также как и в обычных машинных генераторах, принцип работы МГД-генератора основан на явлении электромагнитной индукции, то есть на возникновении тока в проводнике, пересекающем силовые линии магнитного поля. Но, в отличие от машинных генераторов, в МГД-генераторе проводником является само рабочее тело, в котором при движении поперёк магнитного поля возникают противоположно направленные потоки носителей зарядов противоположных знаков.

МГД-генератор состоит из канала, по которому движется рабочее тело, системы электромагнитов для создания магнитного поля и электродов, отводящих полученную энергию (рис. 15.14). Для создания электропроводности газа, его необходимо нагреть до температуры термической ионизации (около

10000 К). При меньших температурах газ обогащают парами щелочных металлов, что позволяет снизить температуру смеси до 2200—2700 К.

Для увеличения КПД установки МГД-генератор комбинируют с паровой машиной. В сочетании с паросиловыми установками, МГД-генератор позволяет получить большие мощности в одном агрегате (до 500—1000 МВт).

Упрощенная схема комбинированной парогазотурбинной установки с МГД-генератором приведена на рис. 15.15. Газовая ее часть представляет собой установку с разомкнутым контуром на базе МГД-генератора. Воздух сжимается в компрессоре и нагревается в рекуперативном теплообменнике МГД-генератора, затем подается в камеру сгорания, а далее — в МГД-генератор. Температура газа на входе в МГД-генератор должна быть не менее 3000 К. Горячий газ, выходящий из МГД-генератора, пропускается через рекуперативные теплообменники, где отдает теплоту воздуху на входе в камеру сгорания и рабочему телу паровой машины. Часть механической работы, вырабатываемой паровой машиной, используется для привода компрессора.

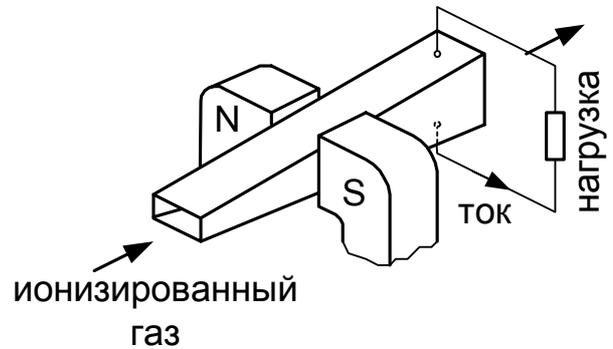


Рис. 15.14. МГД-генератор

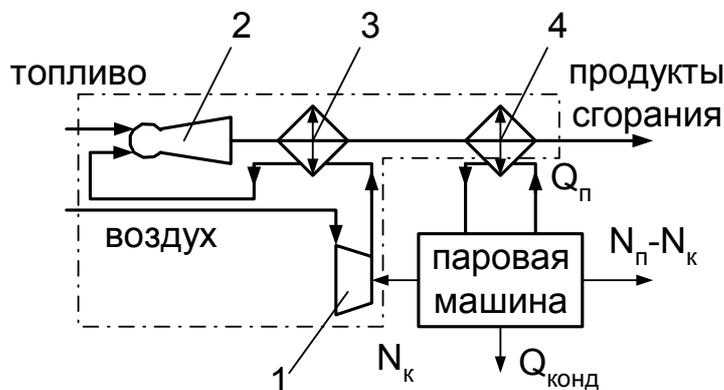


Рис. 15.15. Комбинированная парогазотурбинная установка с МГД-генератором: 1 – компрессор; 2 – МГД-генератор; 3 – рекуперативный теплообменник МГД-генератора; 4 – рекуперативный теплообменник котла паровой машины

Общий термический КПД установки, как и для описанной подразд. 15.5 установки, описываются формулой (15.19):

$$\eta_s = \eta_n X + \eta_r (1 - \eta_n),$$

где $X = (q_T + i_{в.г} - i_{в})/q_T$ – коэффициент эффективности извлечения энергии из незамкнутого контура газового потока;

$\eta_r = I_r/q_T$ – КПД МГД-генератора.

При температуре на входе в МГД-генератор порядка 3000 К $\eta_r \approx 0,3 \dots 0,4$. В этих условиях работа МГД-генератора составляет 80% всего количества работы комбинированной установки. Если $\eta_r = 0,4$, $\eta_n = 0,4$, $X = 0,9$, то $\eta_s \approx 0,6$. Однако для того, чтобы получить температуру газа на входе в МГД-генератор 3000 К, необходимо прогреть воздух на входе в камеру сгорания до температуры свыше 2000 К в рекуперативном теплообменнике МГД-генератора. Это требует применения для конструкции данного теплообменника чрезвычайно дорогих жаропрочных материалов. Токсичность выпускных газов МГД-генераторов чрезвычайно высока. Обогащение рабочего тела газового контура парами щелочных металлов для понижения температуры ионизации требует работы с замкнутым газовым контуром и подвода теплоты к газу извне, что снижает КПД установки.

Установки на базе МГД-генераторов считались перспективными источниками электроэнергии в 70-е годы XX века. В 1971 г. была пущена опытно-промышленная энергетическая установка «У-25», работающая по комбинированному парогазотурбинному циклу с МГД-генератором. Её расчётная мощность составляла 20—25 МВт. «У-25» работала на продуктах сгорания природного газа с добавкой K_2CO_3 в качестве ионизирующей присадки, максимальная температура потока – около 3000 К. Тем не менее, до настоящего момента МГД-генераторы не нашли себе экономически обоснованного применения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания». / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. Энергоустановки космических летательных аппаратов / В.В. Ковалевский – Х.: «ХАИ», 2004.
3. Двигатели Стирлинга: Сб. статей. – М.: Мир, 1975. – 448 с.
4. Анализ действительных термодинамических циклов / В.С. Мартыновский. – М.: «Энергия», 1972.
5. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. Андрущенко А. И. «Высшая школа», 1968.
6. Ядерные энергетические установки: Учебник для вузов. / Нигматулин И.Н., Нигматулин Б.И. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.
7. Амброжевич М.В. Теория рабочих процессов тепловых машин: консп. лекций / М.В. Амброжевич, К.С. Епифанов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2008. – Ч. 1: Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. – 113 с.
8. Теплопередача: Учебник для вузов / Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СИМВОЛОВ, ЕДИНИЦ И СОКРАЩЕНИЙ	3
ВВЕДЕНИЕ	7
10. Использование энергии выпускных газов	8
10.1. Общие положения.....	8
10.2. Основные типы турбин комбинированных двигателей.....	8
10.3. Располагаемая работа (работоспособность) выпускных газов	11
10.4. Показатели эффективности использования энергии выпускных газов	12
10.5. Средняя температура выпускных газов	15
11. Режимы работы и характеристики комбинированных двигателей	19
11.1. Режимы и показатели работы	19
11.2. Скоростные характеристики.....	20
11.3. Винтовые характеристики	24
11.4. Нагрузочные характеристики	25
11.5. Комбинированные характеристики	26
11.6. Регуляторная характеристика	27
11.7. Тепловая характеристика	28
11.8. Характеристики токсичности	28
11.9. Регулирующие и другие характеристики	29
11.10. Устойчивость режима работы двигателя	29
11.11. Согласование работы компрессора и турбины в составе турбокомпрессора	31
11.12. Согласование характеристик турбокомпрессора и поршневой части.....	36
11.13. Регулирование турбокомпрессора	40
11.14. Принципы регулирования комбинированного двигателя.....	43
12. Рабочие процессы двигателей особых конструкций.....	45
12.1. Роторно-поршневые двигатели	45
12.2. Свободно-поршневой генератор газов.....	48
12.3. Свободно-поршневой дизель-компрессор	55
12.4. Дизель-молоты	56
13. Тепловой баланс и теплообмен в двигателях	57
13.1. Тепловой баланс.....	57
13.2. Теплообмен в ДВС.....	61
14. Двигатель Стирлинга	69
14.1. Общие сведения о двигателях Стирлинга	69
14.2. Расчет параметров цикла Стирлинга	74
15. паровые и парогазовые установки	78

15.1. Преимущества и недостатки паровых машин.....	78
15.2. Влияние изменений предельных параметров пара на КПД цикла Ранкина	79
15.3. Паротурбинные циклы с регенеративным подогревом питательной воды	82
15.4. Промежуточный перегрев пара.....	89
15.5. Комбинированная парогазотурбинная установка.....	91
15.6. Комбинированная парогазотурбинная установка с МГД-генератором	92
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	95

Навчальне видання

**Амброжевич Майя Володимирівна
Спіфанов Костянтин Сергійович**

**ТЕОРІЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ
ТЕПЛОВИХ МАШИН**

Частина 2

**РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТЕПЛОВИХ МАШИН
І ЇХ ОПТИМІЗАЦІЯ**

(Російською мовою)

Редактор Єскевич Л.В.

Зв. план, 2011

Підписано до друку

Формат 60x84 1/16. Папір офс. №2. Офс. друк.

Ум. друк. арк. 7. Обл.-вид. арк. Наклад 30 пр. Замовлення .Ціна вільна

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського

«Харківський авіаційний інститут»

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

<http://www.khai.edu>

Видавничий центр "ХАІ"

61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17

izdat@khai.edu

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів видавничої продукції, серія ДК № 391, видане Державним комітетом інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України від 30.03.2001 р.