

УДК 621.43 (075.8)
ББК 31.365я73
К27

Одобрено методической комиссией факультета механизации сельского хозяйства 16.01.2008 (протокол № 3) и научно-методическим советом БГСХА 22.01.2008 (протокол № 5).

Карташевич, А. Н., Кухаренок, Г.М.

К 27 Наддув двигателей внутреннего сгорания: курс лекций. – Горки: Белорусская государственная сельскохозяйственная академия, 2008. 56 с.

Приведены виды и схемы наддува для двигателей внутреннего сгорания, механический и газотурбинный наддув, их преимущества и недостатки. Описано устройство и принцип работы компрессоров, турбин, новых систем наддува. Рассмотрены способы регулирования турбокомпрессоров, системы охлаждения надвучного воздуха особенности теплового расчета двигателя с турбонаддувом, влияние наддува на показатели рабочего процесса дизелей, системы наддува «Гипербар» и «Компрекс».

Для студентов специальностей 1-74 06 01 – техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства, 1-74 06 03 – ремонтно-обслуживающее производство в сельском хозяйстве, 1-74 06 04 – техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ, 1-74 06 06 – материально-техническое обеспечение АПК.

Таблиц 2. Рисунков 24. Библиогр. 6.

Рецензенты: Н.С. ЯНКЕВИЧ, канд. техн. наук, зав. лабораторией «Рабочие процессы и безопасность технических систем» ОИМ НАН Беларуси; А.К. ТРУБИЛОВ, зав. кафедрой технического обслуживания и ремонта машин, канд. техн. наук, доцент (БГСХА).

УДК 621.43 (075.8)
ББК 31.365я73

©А. Н. Карташевич, Г.М. Кухаренок, 2008
©Учреждение образования
«Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2008

ВВЕДЕНИЕ

Повышение производительности автомобилей и тракторов в значительной мере определяется ростом их энерговооружённости, т.е. мощности двигателей, приводящих их в движение. Поэтому одна из основных тенденций развития современных ДВС – повышение агрегатной мощности.

Современные прогрессивные тенденции развития автомобилей и тракторов требуют повышения мощности их двигателей без существенного увеличения габаритных размеров и массы.

Повышение литровой мощности, осуществляемое при модернизации выпускаемых двигателей и создании новых, – форсирование двигателей. Решение задачи форсирования двигателей в настоящее время решается главным образом применением турбонаддува.

При применении турбонаддува не только увеличивается мощность двигателей, но и решаются не менее важные тенденции развития двигателей – снижаются токсичность и удельный расход топлива.

Ранее турбонаддув применялся для повышения мощности судовых, стационарных и тепловых дизелей. В 60-х годах началось широкое применение турбонаддува для улучшения показателей автотракторных дизелей сравнительно небольшой мощности массового производства.

Современные автотракторные дизели выпускаются с применением наддува. Введение турбонаддува связано с необходимостью решения ряда серьёзных задач:

- 1) изучение совместной работы дизеля с турбокомпрессором;
- 2) разработка конструкций турбокомпрессоров и холодильников наддувочного воздуха;
- 3) обеспечение надёжной работы дизелей с наддувом.

Развитие дизелей с турбонаддувом идёт главным образом в направлении увеличения степени форсирования путём повышения давления наддува и применения промежуточного охлаждения.

Существенно изменился взгляд на применение наддува. Если прежде он применялся лишь как средство форсирования базовой модели, то теперь созданы базовые модели, работающие только с наддувом.

1. ВИДЫ НАДДУВА ДЛЯ ДВС

Различают следующие виды наддува для двигателей внутреннего сгорания:

- 1) скоростной;
- 2) инерционный;
- 3) механический;
- 4) газотурбинный;
- 5) комбинированный.

Скоростной наддув основан на аэродинамическом эффекте преобразования скорости потока воздуха в статическое давление. Конструктивно он может быть реализован в виде воздушного патрубка, направленного навстречу потоку воздуха при движении транспортного средства. Такой наддув не находит широкого применения, так как при движении со скоростью до 200 км/ч не обеспечивается достаточно количественный эффект повышения мощности.

Инерционный наддув основан на использовании колебательного движения газа в процессе впуска (и выпуска), вследствие чего возникает волна давления. Если настроить впускную систему так, что к концу процесса впуска (в период дозарядки) в трубопроводе у впускного клапана давление будет выше атмосферного, то произойдёт дозарядка цилиндра. Аналогичный эффект может быть получен в том случае, если к концу процесса выпуска у выпускного клапана образовалось разрежение, при этом улучшается очистка цилиндров от отработавших газов и в него поступит большее количество свежего заряда. Инерционный наддув даёт возможность в отдельных случаях увеличить мощность двигателей на 10 – 20%. Для инерционного наддува четырёхтактного двигателя длину впускного трубопровода постоянного сечения можно рассчитать по выражению

$$l_s \approx 0,0112 \varphi_0 \mu_0 \frac{a_{cp}^2}{V_a} \left(\frac{\alpha_0}{n} \right)^2 f_s, \quad (1.1)$$

где φ_0 – опытный коэффициент, характеризующий динамические свойства всасывающей системы двигателя;

μ_0 – коэффициент расхода всасывающей системы, включая органы распределения;

a_{cp} – средняя скорость звука в газе по температурному состоянию газа в цилиндре двигателя;

V_a – полный объём цилиндра;

α_0 – угол поворота коленчатого вала двигателя, соответствующий инерционной дозарядке (наддуву) цилиндра;

n – частота вращения коленчатого вала;

f_s – живое сечение (площадь поперечного сечения) впускного трубопровода.

Величина f_s должна определяться из условия обеспечения достаточной скорости воздуха в трубопроводе для создания инерционного эффекта.

Оптимальный диаметр впускного трубопровода

$$d_s \approx 0,091 \xi_0 \sqrt[5]{\frac{\lambda e_\varphi}{T_0} D^4 (Sn)^2}, \quad (1.2)$$

где ξ_0 – отношение удельных весов воздуха в цилиндре двигателя и вне его (по внешним условиям);

λ – коэффициент гидравлических потерь в системе наполнения;

e_φ – фиктивная (расчётная) длина впускного трубопровода, равная фактической длине с поправкой на гидравлические сопротивления в системе;

T_0 – температура окружающей среды;

D – диаметр поршня;

S – ход поршня;

n – частота вращения коленчатого вала.

При этом

$$f_s = \frac{\pi d_s^2}{4}. \quad (1.3)$$

Процесс «настройки» инерционных систем наддува является кропотливым и сложным и даёт сравнительно невысокие итоговые показатели. Трубопровод скорректированной (расчётной) длины следует делать с проставками, допускающими его укорочение или удлинение. Экспериментальная проверка заключается в прокручивании двигателя и определении давления конца сжатия или расхода воздуха.

Инерционный наддув может быть получен только при определённой «резонансной» длине трубопровода и заданном диапазоне частоты вращения.

Вместе с тем трубопровод длиной, подобранной для одной, например номинальной частоты вращения, обеспечивает также некоторое повышение давления при другой частоте вращения, что проявляется в волнообразном характере изменения η_v по частоте вращения. Однако увеличение наполнения неодинаково для разных частот вращения.

Для уменьшения длины впускного трубопровода во впускной системе могут устанавливаться резонаторы, однако они получают ещё более громоздкими и в реальных двигателях не применяются.

При инерционном наддуве вследствие увеличения потерь на насосные ходы повышаются общие механические потери, что несколько уменьшает возможное повышение мощности при увеличении η_v .

В современных условиях развития двигателестроения основное значение имеют механический, газотурбинный и комбинированный наддув (сочетающий газотурбинный и механический способы наддува).

1.1. Механический наддув

При механическом наддуве нагнетатель приводится в движение от коленчатого вала двигателя. Нагнетатели могут быть роторными, роторно-зубчатыми, поршневыми или центробежными.

Привод нагнетателя может быть выполнен с постоянным или переменным передаточным числом (регулируемая гидравлическая передача).

Преимущество механического наддува (рис.1.1) состоит в том, что он обеспечивает хороший пуск и удовлетворительную приёмистость двигателя.

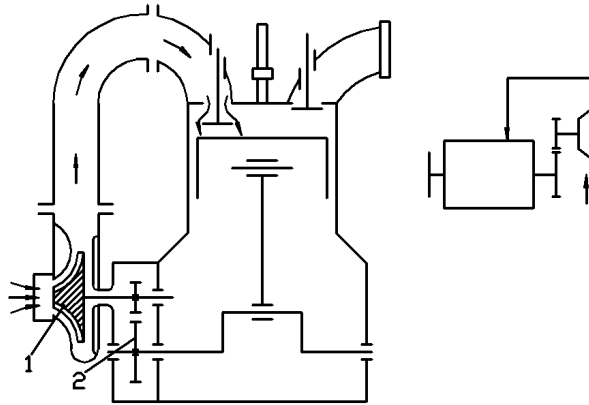


Рис. 1.1. Схема механического наддува:
1 – нагнетатель (центробежный компрессор);
2 – механическая передача.

Недостаток – ухудшение экономичности двигателя, обусловленное затратой энергии на привод нагнетателя, а также ограничение наддува областью лишь его умеренных численных значений. Количество подаваемого воздуха с уменьшением нагрузки ($n = const$) остаётся постоянным, растёт α , а η_M уменьшается.

Основными параметрами, характеризующими компрессор, является степень повышения давления $\pi_K = \frac{P_K}{P_0}$, производительность, равная секундному расходу подаваемого воздуха и КПД.

При снижении КПД и повышении π_K значительно увеличивается работа, затрачиваемая на сжатие воздуха в компрессоре (и температура T_K).

Индикаторная диаграмма двигателя с механическим наддувом представлена на рис.1.2.

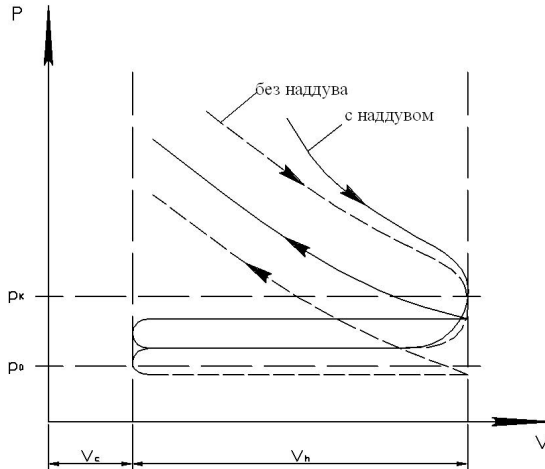


Рис.1.2. Индикаторная диаграмма двигателя с механическим наддувом.

Для двигателя с наддувом линия впуска расположена выше линии выпуска (при давлении, несколько меньшем p_K).

Мощность двигателя с механическим наддувом

$$N_e = N_i - N_{мех} - N_K, \quad (1.4)$$

где N_i — индикаторная мощность двигателя;

$N_{мех}$ — мощность механических потерь;

N_K — мощность, затрачиваемая на привод компрессора.

Расход воздуха через компрессор, равный расходу воздуха через двигатель,

$$G_K = \frac{g_e N_e \alpha L_0 \varphi}{3600 \cdot 10^3}, \quad (1.5)$$

где φ — коэффициент продувки ДВС;

L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кг/кг.

Механический наддув применяется при давлении наддува не выше $p_K = 0,15 - 0,16 \text{ МПа}$. При более высоких давлениях наддува мощность, потребляемая нагнетателем, становится значительной ($10\% N_i$) и экономичность двигателя существенно ухудшается.

2. ГАЗОТУРБИННЫЙ НАДДУВ

2.1. Основные положения

Газотурбинный наддув (ГТН) является наиболее эффективным способом увеличения агрегатной мощности двигателя.

При газотурбинном наддуве привод нагнетателя осуществляется от турбины, работающей на выпускных газах двигателя (рис.2.1).

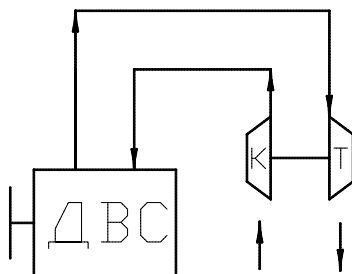


Рис. 2.1. Схема газотурбинного наддува.

В процессе работы двигателя с ГТН газы через выпускные клапаны направляются в газовую турбину Т и, совершая работу на лопатках рабочего колеса, приводят его во вращательное движение. Рабочее колесо турбины механически связано с рабочим колесом компрессора К. В компрессоре осуществляется сжатие воздуха, засасываемого из окружающей среды до давления наддува p_K . Сжатый воздух поступает в цилиндр двигателя через впускной клапан.

Агрегат турбонаддува, включающий газовую турбину и центробежный компрессор, обычно называют турбокомпрессором (ТК). Двигатель, имеющий турбокомпрессор, называют турбопоршневым или комбинированным двигателем.

По сравнению с механическим наддувом ГТН имеет следующие преимущества:

1) количество подаваемого воздуха автоматически меняется в зависимости от мощности двигателя, в то время как при механическом

наддуве расход воздуха зависит только от частоты вращения коленчатого вала;

2) при газотурбинном наддуве для привода нагнетателя используется энергия отработавших газов, вследствие этого механический КПД на 4 – 6 % больше (отсутствие потерь на привод нагнетателя) и снижается удельный расход топлива;

3) ГТН осуществляется проще, так как не требуются сложные приводные редукторы;

4) по нагрузочной характеристике ($n = const$) g_e при мощностях, меньше номинальных, растёт при газотурбинном наддуве медленнее (рис.2.2).

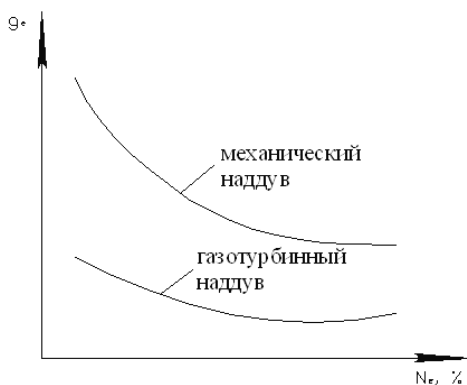


Рис. 2.2. Сравнительные нагрузочные характеристики дизеля.

Эти преимущества объясняются автоматическим изменением давления наддува в зависимости от мощности дизеля при ГТН. При механическом наддуве на каждом скоростном режиме сохраняется неизменное количество подаваемого воздуха, что при понижении мощности приводит к подаче лишнего неиспользованного воздуха и падению η_M .

В целом газотурбинный наддув является наиболее экономичным, так как помимо роста эффективной мощности на 4 – 6 % улучшается экономичность двигателя. ГТН позволяет повысить его мощность на 50 – 70 %, а вообще мощность двигателя без наддува может быть удвоена и утроена. В целях обеспечения прочности и допустимой тепловой напряженности при применении наддува в дизелях их мощность увеличивается не более чем в два раза.

2.2. Способы подвода газа к турбине

В настоящее время нашли практическое применение три вида систем газотурбинного наддува, различающиеся способом подвода газов из цилиндров к турбине.

Изобарная – с турбиной постоянного давления. В этом случае выпуск газов из цилиндров производится в общий коллектор, в котором давление газа, направляемого затем к турбине, выравнивается. Далее газ поступает в турбину постоянного давления и на её лопатках расширяется до атмосферного давления. Объём общего выпускного коллектора должен быть не менее чем в 15 раз больше рабочего объёма одного цилиндра, так как при относительно небольшом объёме коллектора наблюдается пульсация давлений, снижающие КПД.

Импульсная – с импульсной турбиной. Эта система применяется для лучшего использования кинетической энергии выхлопных газов. В этом случае турбина присоединяется коротким трубопроводом к отдельному цилиндру или к группе цилиндров наиболее отстоящих друг от друга по фазе выпуска (у которых процесс выпуска чередуется без перекрытия, т.е. имеет сдвиг по фазе не меньше, чем продолжительность выпуска).

В момент открытия выпускного клапана давление в секции коллектора резко возрастает, достигает максимума, а затем падает до тех пор, пока не начнётся выпуск в следующем цилиндре этой секции. Чтобы уменьшить потери энергии газов при истечении из цилиндра, объём секции выпускного коллектора должен быть по возможности минимальным. Газы из секции коллектора подводятся к отдельным каналам корпуса турбины. Таким образом осуществляется парциальный подвод рабочего тела к направляющему аппарату. Схематически разделённые выпускные коллекторы при импульсном наддуве показаны на рис.2.3.

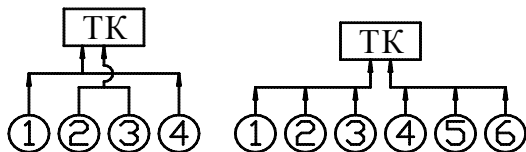


Рис.2.3. Схемы разделённых коллекторов.

Для четырехцилиндрового двигателя с порядком работы 1–3–4–2

одна секция коллектора объединяет цилиндры 1, 4, а вторая – 2, 3. Сдвиг фаз выпуска газов из цилиндров равен 360° . Для шестицилиндрового двигателя с порядком работы 1–5–3–6–2–4 в одну секцию коллектора можно объединить цилиндры 1, 2, 3, во вторую – 4, 5, 6. Сдвиг фаз из одной секции составляет 240° .

С учётом обеспечения минимального объёма выпускного коллектора турбокомпрессор предпочтительнее располагать у середины коллектора, а не у края. На многих V-образных высокоскоростных дизелях устанавливают два турбокомпрессора, по одному на каждый блок.

Серийная (последовательная) – представляет собой сочетание импульсной системы наддува в первой ступени турбины и изобарной во второй.

Турбина постоянного давления имеет более высокий КПД. Тем не менее импульсная турбина срабатывает определённую часть кинетической энергии газа, не используемой в турбине постоянного давления, поэтому для сравнительно малых давлений наддува ($0,18 - 0,19$ МПа), когда в общей энергии выпускных газов доля энергии импульса оказывается значительной, она более рентабельна. При ГТН с постоянным давлением при перекрытии клапанов истечение в одном цилиндре влияет на истечение в другом, что ухудшает очистку цилиндров.

При импульсном наддуве очистка цилиндров улучшается из-за понижения давления в выпускном коллекторе в период перекрытия фаз распределения выпускных и впускных органов.

У дизеля с импульсной системой наддува сокращается продолжительность переходных процессов. Мгновенный наброс нагрузки при изобарной системе сопровождается резким ухудшением показателей рабочего процесса из-за медленного нарастания частоты вращения ротора турбокомпрессора и давления наддува и соответственно низкого коэффициента избытка воздуха в цилиндре.

При импульсной системе мгновенный наброс нагрузки сопровождается более быстрым нарастанием давления наддува. Это объясняется тем, что пульсация давления в выпускном коллекторе при полной подаче топлива влияет весьма интенсивно. Поэтому возрастает энергия газов перед турбиной и частота вращения ротора турбокомпрессора.

Преимущественной системой ГТН на автотракторных дизелях является система импульсного наддува или наддува с переменным давлением перед турбиной.

2.3. Схемы ГТН

Применяются главным образом две схемы связи ТК с двигателем:

- 1) газовая;
- 2) механическая.

Для автотракторных двигателей получила распространение газовая

связь ТК с двигателем – свободный газотурбинный наддув.

Применение свободного ГТН ухудшает тяговые характеристики и приемистость двигателя. Это объясняется ухудшением снабжения двигателя воздухом при уменьшении частоты вращения коленчатого вала, значительной механической и тепловой напряжённостью двигателя, инерцией вращающихся масс ТК.

Для улучшения разгона ТК на переходных режимах стремятся предельно облегчить ротор ТК или применяют несколько ТК на одном двигателе.

При механической связи двигателя с ТК (рис.2.4) вал турбины и компрессора связаны между собой и с валом двигателя. При такой системе избыточная мощность газовой турбины (высокий КПД и давление газов перед турбиной) передаётся на коленчатый вал, а при недостаточной мощности на привод нагнетателя часть недостающей мощности берётся с вала.

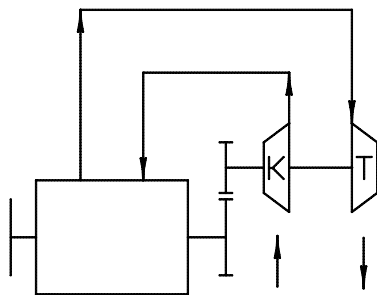


Рис. 2.4. Схема ГТН при механической связи с двигателем.

Агрегат, выполненный по такой схеме, обладает высокой приемистостью и экономичностью. Чтобы получить наибольшую экономичность, целесообразно между двигателем и турбиной ввести гидромеханическую передачу (ГМ). Вследствие усложнения конструкции, вызванного применением редуктора с большим передаточным отношением ($n = 50000 - 80000 \text{ мин}^{-1}$), и снижения коэффициента наполнения, эта схема не получила распространения.

Кроме описанных схем возможны различные конструктивные варианты систем наддува, которые представляют собой определённые комбинации механического и газотурбинного наддува. Например, наддувочный воздух может сниматься не в одноступенчатом компрессоре, а последовательно в первой и второй ступенях компрессора, причём

одна из ступеней соединена механически с двигателем (рис.2.5).

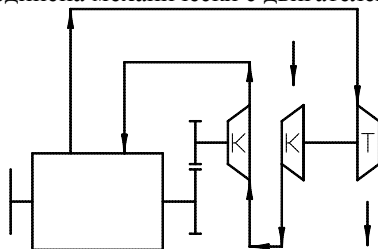


Рис. 2.5. Схема ГТН с двухступенчатым компрессором.

Преимуществом такой схемы по сравнению со свободным наддувом является то, что несколько повышается приёмистость двигателя, так как при механической связи одной ступени компрессора с двигателем в меньшей степени запаздывает увеличение давления наддува по отношению к повышению частоты вращения двигателя, однако топливная экономичность в этом случае ниже, чем при свободном наддуве.

Возможно создание силового агрегата, включающего поршневой двигатель с газотурбинным наддувом и отдельную силовую турбину, которая используется, например, для привода генератора постоянного тока (рис.2.6).

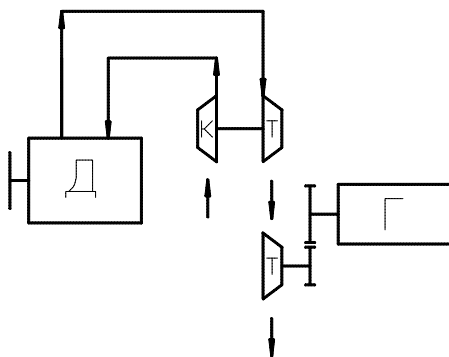


Рис.2.6. Силовой агрегат с отдельной силовой турбиной.

2.4. Идеальные циклы двигателей с газотурбинным наддувом

В идеальных циклах двигателей без наддува, в которых выпуск газов из рабочих цилиндров проходит в атмосферу, характерным при-

знаком является отвод теплоты при $V = const$.

В двигателях с газотурбинным наддувом происходит дополнительное расширение газов на рабочих лопатках и после этого выпуск их в атмосферу.

Термодинамический цикл двигателя с газотурбинным наддувом (с продолжительным расширением и переменным давлением газов перед турбиной) представлен на рис.2.7.

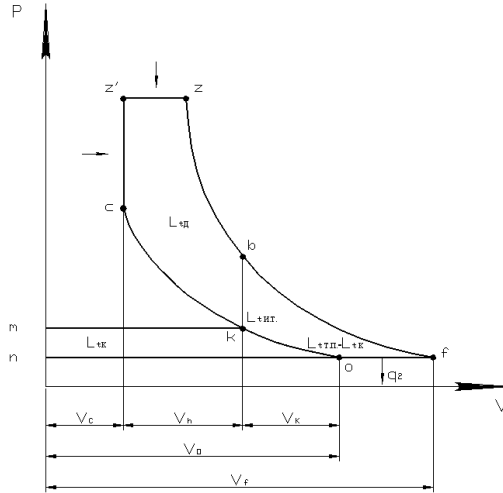


Рис. 2.7. Термодинамический цикл двигателя с газотурбинным наддувом и переменным давлением газов перед турбиной.

В данном цикле:

ok – адиабатическое сжатие воздуха в нагнетателе;

kc – адиабатическое сжатие в цилиндре двигателя;

$cz'z$ – смешанный подвод теплоты;

zb – адиабатическое расширение газов в цилиндре;

br – одновременное расширение газов в цилиндре и импульсной турбине;

rf – последующее расширение газов в турбине постоянного давления;

rk – отвод теплоты (при $p=const$), заменяющий выпуск газов из импульсной турбины в коллектор;

kr – подвод того же количества теплоты (при $p=const$) в турбине постоянного давления;

fo – отвод теплоты (при $p=const$), заменяющий собой выпуск газов из турбины в атмосферу.

Работа рассматриваемого цикла

$$L_{t.y} = L_{t.д} + L_{t.И.Т.} + L_{t.Т.П.} + L_{t.К}. \quad (2.1)$$

На диаграмме $L_{t.д}$ – работа цикла двигателя;

$L_{t.И.Т.}$ – работа цикла импульсной турбины;

$L_{t.Т.П.}$ – работа цикла турбины постоянного давления;

$L_{t.К}$ – работа цикла нагнетателя.

Из диаграммы цикла видно, что в нём давления в конце расширения p_f и в начале сжатия p_o осуществляется только при $p=const$.

Обозначим степень сжатия в компрессоре $V_o/V_a = \varepsilon_K$, тогда общая степень сжатия

$$\varepsilon_0 = \varepsilon_K \cdot \varepsilon = \frac{V_o}{V_a} \cdot \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_o}{V_c}. \quad (2.2)$$

Термодинамический КПД идеального цикла установки с газотурбинным наддувом (обобщённый цикл) и смешанным подводом теплоты

$$\eta_{ty} = 1 - \frac{\kappa}{\varepsilon_0^{\kappa-1}} \frac{\rho \lambda^{1/\kappa} - 1}{\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)}. \quad (2.3)$$

Среднее давление цикла

$$p_{t.y} = \frac{L_{t.y}}{V_h \cdot 10^5} = \frac{\varepsilon_0^\kappa p_K}{(\varepsilon - 1)(\kappa - 1)} \eta_{t.y} [\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)], \text{ МПа}. \quad (2.4)$$

Из выражения (2.4) следует, что среднее давление рассматриваемого цикла тем больше, чем больше давление наддува p_K и общая степень сжатия.

Для цикла с продолженным расширением и подводом тепла при $V = const$, $\rho = 1$ (двигатель с искровым зажиганием и газотурбинным наддувом)

$$\eta_{t.y} = 1 - \frac{\kappa}{\varepsilon_0^{\kappa-1}} \frac{\lambda^{1/\kappa} - 1}{\lambda - 1}. \quad (2.5)$$

Для цикла с продолженным расширением и подводом тепла при $P = const$, $\lambda = 1$ (газовые турбины, где горение топлива в камере сгорания происходит при постоянном давлении, работают по такому циклу)

$$\eta_{t.y} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{\kappa-1}}. \quad (2.6)$$

Сравнивая последнее выражение с выражением для термодинамического КПД цикла с подводом и отводом тепла при $V = const$, мы

видим, что при равных степенях сжатия η_t для цикла с подводом и отводом тепла при $p = const$ равен η_t цикла с подводом и отводом тепла при $V = const$.

Рассмотренный цикл (с тремя способами отвода теплоты и с переменным давлением газов перед турбиной) применяется при давлении наддува не выше 0,18 – 0,19 МПа.

Это связано с тем, что КПД газовой турбины переменного давления является оптимальным лишь для одного расчётного значения давления газов. Поэтому применение импульсной турбины целесообразно для относительно небольших перепадов давлений газов.

Второй способ газотурбинного наддува, когда давление газов перед турбиной поддерживается приблизительно постоянным, применяется как для малых, так и для больших перепадов давлений.

Рассмотрим термодинамический цикл двигателя с газотурбинным наддувом (рис. 2.8), в котором давление перед турбиной поддерживается постоянным и равным давлению конца сжатия в компрессоре.

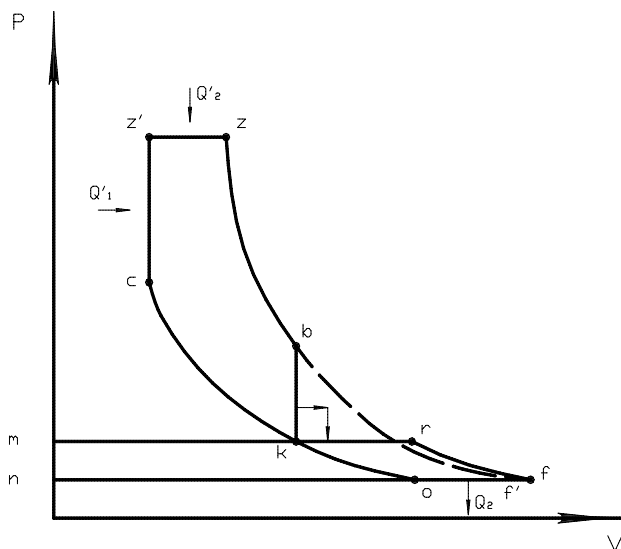


Рис. 2.8. Термодинамический цикл двигателя с газотурбинным наддувом и постоянным давлением газов перед турбиной.

В рассматриваемом цикле:

ok – адиабатическое предварительное сжатие в нагнетателе;
 kc – сжатие в цилиндре двигателя;
 $cz'z$ – смешанный подвод теплоты;
 zb – расширение газов в цилиндре двигателя;
 bk – отвод теплоты при ($V = const$), заменяющий процесс выпуска из цилиндра;
 kr – подвод того же количества теплоты при $p = const$;
 rf – расширение газа на лопатках турбины;
 fo – отвод теплоты при $p = const$.

Количество подводимой теплоты в смешанном цикле

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' \quad (2.7)$$

Количество отведённого тепла на участке bk и подведённого на участке kr

$$Q = Q_1(1 - \eta_{io}) = Q_1 \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \frac{\lambda \rho^\kappa - 1}{\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)}, \quad (2.8)$$

где η_{io} – термодинамический КПД цикла двигателя.

Термодинамический КПД цикла газотурбинного нагнетателя $okrfo$ (подвод и отвод тепла при $p = const$)

$$\eta_{tГТН} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_\kappa^{\kappa-1}} \quad (2.9)$$

Тогда количество отведённой теплоты на участке fo , а следовательно и в цикле установки,

$$Q_2 = Q(1 - \eta_{tГТН}) = Q \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} = \frac{\lambda \rho^\kappa - 1}{\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)} \frac{Q_1}{(\varepsilon \cdot \varepsilon_\kappa)^{\kappa-1}} \quad (2.10)$$

Термодинамический КПД цикла установки

$$\eta_{ty} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{1}{(\varepsilon \cdot \varepsilon_\kappa)^{\kappa-1}} \frac{\lambda \rho^\kappa - 1}{\lambda - 1 + \kappa \lambda (\rho - 1)} \quad (2.11)$$

Сравнивая полученную формулу с формулой КПД смешанного цикла можно установить, что КПД цикла двигателя с турбонаддувом равен КПД цикла двигателя без наддува, имеющего степень сжатия ε , численно равную общей степени сжатия в установке ε_0 . Такой же вывод получается и в отношении среднего давления при условии одинакового способа подвода теплоты.

На диаграмме (см. рис. 2.8) для сравнения двух циклов с газотурбинным наддувом (при одинаковых Q_1 и ε) проведём линию bf' , соответствующую работе установки при переменном давлении газов перед турбиной. Как видно из диаграммы количество отведённой теп-

лоты Q_1 в цикле с переменным давлением перед турбиной (с импульсной турбиной) меньше, чем в цикле с турбиной постоянного давления, так как $of' < of$.

Следовательно, η_i цикла с импульсной турбиной будет выше, чем с турбиной постоянного давления.

В дизелях применение импульсной турбины позволяет увеличить КПД на 5 – 6 %, в бензиновых двигателях с искровым зажиганием – на 10 – 12 %.

3. УСТРОЙСТВО И РАБОТА КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН

3.1. Турбокомпрессоры

Для форсирования двигателей ГТН применяются турбокомпрессоры (ТК), сочетающие в одном агрегате газовую турбину и центробежный компрессор.

Турбокомпрессоры выпускаются двух типов – с радиальной и центростремительной (ТКР) и осевой (ТК) газовыми турбинами.

В системах наддува автомобильных и тракторных дизелей применяются одноступенчатые турбокомпрессоры, состоящие из центробежного компрессора и радиальной центростремительной турбины (рис.3.1). Эти турбины имеют более высокий КПД, чем осевые при малых расходах газа (осевые турбины для двигателей большой мощности – 1000 л.с. и более).

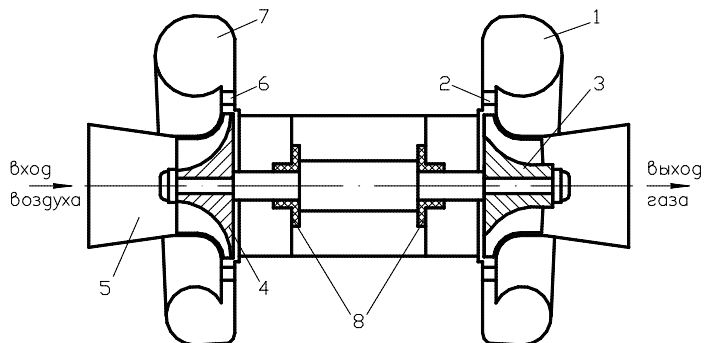


Рис. 3.1. Турбокомпрессор: 1 – впускной тракт турбины; 2 – сопловой аппарат; 3 – рабочее колесо; 4 – колесо компрессора; 5 – входное устройство; 6 – диффузор; 7 – воздухосборник; 8 – подшипники скольжения.

Выпускные газы от двигателя поступают во впускной тракт турбины 1, отсюда в сопловой аппарат 2. В сопловом аппарате имеются суживающиеся каналы. При прохождении газа через сопловой аппарат скорость его увеличивается, давление и температура понижаются. Далее газ поступает в межлопаточные каналы рабочего колеса 3, где обтекает лопатку и меняет направление движения. Тангенциальная составляющая силы, возникающей в результате обтекания газом лопаток и изменения направления его движения, создаёт крутящий момент, который вращает рабочие колёса. На выходе газа из рабочего колеса устанавливаются вращающийся выходной спрямляющийся аппарат.

Колесо турбины вращает колесо компрессора 4 вместе с направляющим аппаратом. Направляющий аппарат снижает гидравлические потери при образующемся плавном обтекании передних кромок лопаток.

При поступлении воздуха через входное устройство 5 во вращающееся колесо он приобретает потенциальную и кинетическую энергию. Из рабочего колеса воздух поступает в диффузор 6, где происходит преобразование энергии (в энергию давления). Из диффузора при давлении p_K воздух поступает в воздухохранилище 7, а затем при открытии впускного клапана в двигатель. Рабочие колёса укреплены консольно на валу турбокомпрессора, вращающемся в подшипниках скольжения 8.

Турбокомпрессоры типа ТКР имеют малую массу и обладают хорошей приемистостью. Общий КПД их не ниже 0,5. Ресурс турбокомпрессоров приближается к ресурсу остальных узлов дизелей. Окружная скорость рабочих колёс турбокомпрессоров определяется напором, развиваемым компрессором. Для турбокомпрессоров автомобильных и тракторных дизелей окружная скорость равна 250 – 380 м/с.

В зависимости от уровней окружной скорости и температуры отработавших газов выбирают материал рабочего колеса. При средней температуре газа 700 °С и более колёса турбины изготавливают из сплавов на никелевой или титановой основе.

По давлению наддува турбокомпрессоры делятся на следующие группы:

- 1) турбокомпрессоры низкого давления (исполнение Н) со степенью повышения давления π_K от 1,3 до 1,9 включительно;
- 2) среднего давления (исполнение С) с π_K от 1,9 до 2,5 включительно;
- 3) высокого давления (исполнение В) с π_K от 2,5 до 3,5.

Выпускается несколько моделей турбокомпрессоров, каждая из которой предназначена для наддува двигателей в определённом диапазоне мощностей. Причём, чтобы обеспечить соответствие параметров турбокомпрессора и двигателя, модели агрегатов наддува имеют мо-

дификации, которые различаются между собой проточными частями компрессора и турбины при сохранении базовых диаметров колёс. Базовый диаметр колеса компрессора (такой же диаметр и у колеса турбины) в сантиметрах указывается последней цифрой в маркировке турбокомпрессора. Например ТКР –7, ТКР –10 и т.д. Область применения каждой модели ограничивается зоной помпажа, максимальным расходом, при котором КПД компрессора не ниже 0,5 и максимально допустимыми частотами вращения. Поля расходов базовых моделей типоразмерных рядов имеют перекрытия (рис.3.2), что позволяет подобрать оптимальное сочетание характеристик и двигателя, и турбокомпрессора.

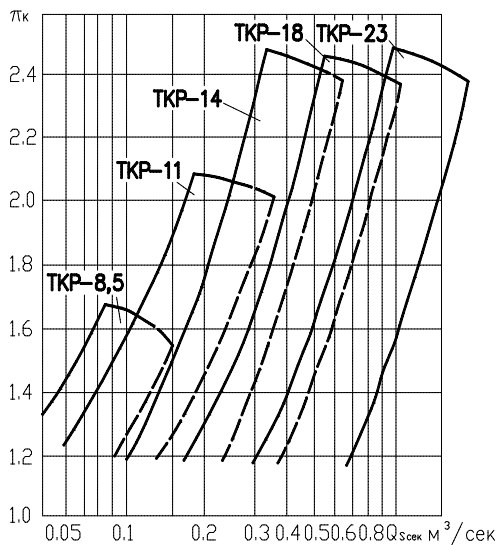


Рис.3.2. Поля расходов турбокомпрессоров.

Типоразмер компрессоров выбирают по заданному π_K и расходу воздуха. Степень форсирования двигателя с наддувом по среднему эффективному давлению зависит от степени наддува λ_H . При этом давление наддува в функции λ_H

$$p_K \approx p_0 + (0,08 \dots 0,13)(\lambda_H - 1), \text{ МПа}. \quad (3.1)$$

Более низкие значения p_K относятся к четырехтактным двигателям. Одно из основных направлений совершенствования турбоком-

прессоров – повышение давления и производительности.

Рост производительности позволяет использовать для наддува турбокомпрессоры с малым диаметром колёс. Такие турбокомпрессоры имеют лучшую приемистость, что позволяет улучшить динамические качества двигателей и снизить дымность отработавших газов. Поэтому при выборе турбокомпрессора для обеспечения высокой приемистости двигателя необходимо выбирать рабочие колёса с возможно меньшим наружным диаметром.

3.2. Устройство компрессора

Наибольшее распространение для наддува получили центробежные компрессоры. Центробежный компрессор относится к лопаточным машинам, принцип работы которых основан на динамическом взаимодействии высокоскоростного потока газа с лопатками рабочего колеса и лопатками неподвижных элементов машины. По сравнению с другими видами компрессоров (объёмными) лопаточные более компактны и относительно просты по конструкции (рис. 3.3).

Центробежный компрессор включает входное устройство 6, рабочее колесо 2 (крыльчатка), диффузор 3, состоящий из безлопаточной и лопаточной частей (последняя может отсутствовать), воздухосборник 5, выполняемый в виде улитки. Воздух поступает во входное устройство, суживающееся по направлению движения воздуха, что способствует устойчивости потока. Входное устройство должно обеспечивать равномерный подвод воздуха к колесу при минимальных потерях. Рабочее колесо установлено на валу, который связан с валом газовой турбины.

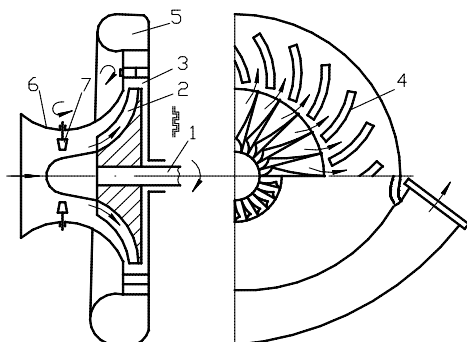


Рис. 3.3. Схема центробежного компрессора:
1 – вал; 2 – рабочее колесо; 3 – диффузор;
4 – лопатка; 5 – воздухосборник;
6 – входное устройство;
7 – вращающийся направляющий аппарат.

Кинетическая и потенциальная (в виде давления) энергия сообщаются воздуху в рабочем колесе. Кинетическая энергия на выходе из колеса составляет приблизительно половину от общей энергии потока. На выходе из компрессора необходимо иметь определенное давление. Поэтому для превращения кинетической энергии в энергию давления за рабочим колесом устанавливают диффузор – канал с увеличивающейся площадью поперечного сечения. При движении по диффузору скорость потока падает, а давление растёт. Возникающие при этом потери составляют значительную долю от общих потерь в компрессоре. При наличии в диффузоре лопаточной части 4 потери энергии уменьшаются по сравнению с диффузором без лопаток. Воздух из диффузора направляется в воздухосборник, из него – во впускной трубопровод двигателя. В зависимости от общей компоновки воздухосборник может иметь один или несколько выходных патрубков.

Основными параметрами, характеризующими работу центробежного компрессора, является расход воздуха через компрессор G_k , степень повышения давления $\pi_k = p_k / p_0$ и КПД компрессора. В одной ступени возможно получение степени повышения давления порядка 10. Считается целесообразным ограничивать степень повышения давления в центробежном компрессоре величиной 3,5...4,0. При больших значениях переходят на двухступенчатый наддув. Окружные скорости рабочего колеса компрессоров на периферии превышают 400 м/с, поэтому для обеспечения высокой прочности колеса необходимо применение высококачественных материалов.

В центробежных компрессорах обычно используется полузакрытое колесо с вращающимся направляющим аппаратом, изготовленным как одно целое с колесом или отдельно. Возникновение при работе компрессора осевой силы предотвращается соответствующим расположением поясков лабиринтного уплотнения, находящихся на тыльной стороне диска колеса.

Более сложны в технологическом отношении колёса закрытого типа, отличающиеся от полузакрытых наличием покрывающего диска, существенно уменьшающего потери, связанные с перетеканием воздуха между соседними межлопаточными каналами, а также с трением воздуха о неподвижный корпус. Такого типа колёса применяются в компрессорах с высокой степенью повышения давления – судовые и стационарные двигатели.

В компрессоре происходит увеличение плотности заряда, для чего необходимо затрачивать энергию.

Работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воздуха в компрессоре от давления p_0 до p_k в том случае, если процесс сжатия происходит адиабатически,

$$L_{Kad} = C_p T_0 \left(\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right), \quad (3.2)$$

где C_p – весовая теплоёмкость газа на входе в компрессор при $p_0 = const$;

π_K – степень повышения давления в компрессоре.

В действительности процесс сжатия происходит при наличии теплообмена и внутренних потерь. В результате фактическая работа, затрачиваемая на сжатие, будет больше величины работы адиабатического сжатия.

Отношение работы при адиабатическом сжатии к действительно затраченной работе – адиабатический КПД компрессора:

$$\eta_{ad} = \frac{L_{Kad}}{L_K}. \quad (3.3)$$

Величина этого КПД для центробежных компрессоров составляет 0,65...0,85.

С учётом η_{ad}

$$L_K = \frac{C_p}{\eta_{ad}} T_0 \left(\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right). \quad (3.4)$$

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора,

$$N_K = \frac{L_K \cdot M_K}{\eta_M}, \quad (3.5)$$

где G_K – производительность компрессора, кг/с;

η_M – механический КПД компрессора.

С учётом выражения для L_K и $C_p = \frac{\kappa}{\kappa-1} R$ получим

$$N_K = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{R \cdot T_0 \cdot M_K}{\eta_K} \left(\pi_K^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right), \quad (3.6)$$

где κ и R – показатель адиабаты и газовая постоянная для воздуха;

$\eta_K = \eta_{ad} \cdot \eta_M$ – общий или эффективный КПД компрессора.

Расход воздуха через компрессор, равный расходу воздуха через двигатель (кг/с)

$$G_K = \frac{g_e N_e \alpha L_0 \varphi}{3600}, \quad (3.7)$$

где g_e – удельный расход топлива;

L_0 – теоретически необходимое количество воздуха, кг/кг;

φ – коэффициент продувки.

Механический КПД центробежного компрессора $\eta_{KM} = 0,90...0,98$.
Общий КПД $\eta_K = 0,65...0,8$.

При расчёте центробежного турбокомпрессора (ТК) механические потери обычно относят к газовой турбине.

3.3. Газовая турбина

В газовой турбине осуществляется преобразование тепловой энергии в механическую. Газовая турбина также относится к числу лопаточных машин и характеризуется высокими скоростями газового потока и высокими окружными скоростями рабочих колёс. В турбине ДВС с ГТН потенциальная энергия отработавших газов ДВС (высокие давления и температура) преобразуется в кинетическую энергию потока, а затем в механическую энергию на валу. Газовая турбина может быть осевой и радиальной. В ДВС применяют радиальные центроостремительные турбины (рис.3.4), в которых газ движется радиально от периферии к центру и, совершив поворот на 90° , выходит из турбины в осевом направлении.

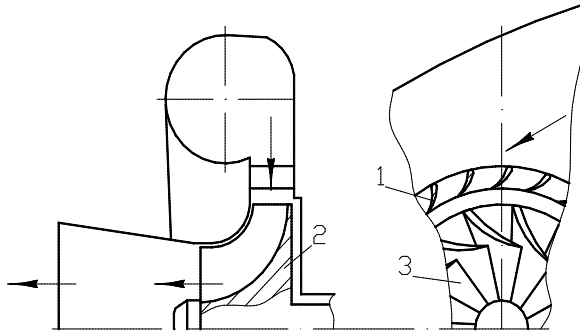


Рис.3.4. Схема центроостремительной турбины: 1 – решётка неподвижных лопаток; 2 – диск; 3 – решётка рабочих лопаток.

Диск 2 несёт решётку рабочих лопаток 3. Перед рабочими лопатками расположена решётка неподвижных лопаток 1, образующих сопловый аппарат турбины.

Газ входит в сопловый аппарат с определённой скоростью, давлением и температурой. Лопатки соплового аппарата образуют суживающиеся каналы, в которых происходит расширение газа, в результа-

те давление и температура газа падают, а скорость возрастает. Малые центростремительные часто выполняют с безлопаточным направляющим аппаратом, упрощающим конструкцию.

В этом случае газ из входного патрубка поступает в улитку и из неё через кольцевую камеру на рабочие колёса. Ускорение потока перед рабочим колесом и заданное его направление определяется формой улитки. Из соплового аппарата газ попадает в межлопаточные каналы рабочего колеса. При движении через рабочую решётку он обтекает лопатки, меняя при этом направление движения. Вследствие поворота газового потока, а в большинстве случаев и ускорения его движения возникает сила, приложенная к лопаткам; тангенциальная составляющая этой силы создаёт крутящий момент на валу турбины. Появление этой силы связано с наличием разности давлений на вогнутую и выпуклую стороны лопатки, возникающей при обтекании криволинейного профиля высокоскоростным потоком. Давление на вогнутой стороне лопатки больше давления на выпуклой стороне лопатки.

В зависимости от распределения общего теплоперепада между сопловой и рабочей решётками турбины делятся на активные и реактивные.

В активных турбинах процесс расширения заканчивается в сопловом аппарате, и давление за сопловой решёткой приблизительно равно давлению на выходе из турбины. При этом отсутствует расширение в рабочей решётке, поэтому относительная скорость остаётся приблизительно неизменной по длине межлопаточного канала.

В реактивных турбинах процесс расширения газа происходит как в сопловой, так и в рабочей решётке. При этом рабочие лопатки так же, как и сопловые, образуют суживающиеся межлопаточные каналы, в которых в результате расширения газа относительная скорость увеличивается от входа в рабочий канал к выходу из него. Реактивные лопатки характеризуются более высоким КПД по сравнению с активными, и, кроме того, отклонение режима работы от расчётного меньше влияет на КПД реактивной турбины.

Осевые турбины могут быть как активными, так и реактивными, а центростремительные – только реактивными, что объясняется необходимостью преодоления поля центробежных сил при движении газа от периферии в радиальном направлении.

Степень реактивности

$$\rho = \frac{H_{\text{л}}}{H_{\text{т}}}, \quad (3.8)$$

где $H_{\text{л}}$ – адиабатический перепад, срабатываемый на рабочем колесе;

$H_{\text{т}}$ – располагаемый теплоперепад.

Для центростремительных турбин $\rho=0,45 - 0,55$, для осевых $0,3 - 0,5$.

4. РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ

При работе дизеля с турбокомпрессором по скоростной характеристике с уменьшением частоты вращения интенсивно снижается давление наддува, что ведёт к уменьшению коэффициента избытка воздуха. При этом увеличивается удельный расход топлива и снижается развиваемый двигателем крутящий момент. Этот недостаток проявляется тем значительнее, чем выше турбонаддув на номинальном режиме. Эффективным средством, позволяющим уменьшить указанный недостаток, является применение системы регулирования турбонаддува.

Разработке и внедрению систем регулирования наддува уделяется в настоящее время большое внимание.

4.1. Регулирование компрессоров

Регулирование компрессоров, применяемых в комбинированных двигателях, можно разделить на дроссельное, количественное и регулирование перепуска воздуха.

Дроссельное регулирование основано на уменьшении количества всасываемого воздуха созданием искусственного сопротивления на всасывании (или нагнетании).

Применительно к условиям работы компрессора в системе воздухооборудования двигателя дроссельное регулирование возможно для ограничения давления наддува при работе при номинальной частоте вращения коленчатого вала. При переходе с режима $P_{e, \max}$ на номинальный режим с увеличением частоты вращения коленчатого вала резко возрастают частота вращения ротора и давление наддува.

Дросселированием можно снизить давление наддува и, как следствие этого, давление перед турбиной и частоту вращения ротора. В результате установится новый режим совместной работы на номинальной частоте вращения коленчатого вала. Температура выпускных газов при этом может несколько возрасти, но напряженность двигателя и турбокомпрессора будет заметно снижена.

Дросселирование на нагнетании оказывает большее влияние на расход, чем дросселирование на входе. Для преодоления создаваемого при дросселировании сопротивления непроизводительно затрачивается работа турбины, вследствие чего снижается КПД ТК, поэтому регулирование компрессора ТК дросселированием следует применять в комбинированных двигателях с невысокими значениями коэффициента приспособляемости.

Количественное регулирование основано на изменении проходных сечений лопаточных аппаратов компрессора и активной ширины коле-

са компрессора в соответствии с необходимым изменением расхода воздуха. Известны несколько способов изменения проходных сечений лопаточных аппаратов компрессоров:

- поворотом лопаток входного направляющего аппарата (ВНА);
- изменением проходных сечений лопаточного диффузора компрессора;
- изменением проходного сечения направляющего аппарата при помощи скользящего кольца.

Теоретический напор компрессора с радиальными лопатками

$$H_{теор} = \mu \cdot u_2^2 - u_{1cp}^2 \cdot c_{1ucp}, \quad (4.1)$$

где μ , – коэффициент циркуляции компрессора;

u_{1cp} и u_2 – окружные скорости соответственно на среднем и наружном диаметрах колеса компрессора;

c_{1ucp} – окружная составляющая скорости воздуха на входе в колесо на среднем диаметре (закручивание потока).

Из уравнения (4.1) следует, что при закручивании потока в направлении вращения теоретический напор будет меньше, а при закручивании потока против вращения – больше, чем для случая, когда $c_{1ucp} = 0$. Это положение используется в компрессорах, регулируемых поворотными лопатками ВНА.

Другой разновидностью количественного регулирования является изменение проходных сечений лопаточного диффузора компрессора.

При прочих равных условиях расход воздуха через компрессор пропорционален синусу угла входа потока на лопатки диффузора, что используется при регулировании компрессора поворотом диффузора.

Регулирование компрессора поворотом лопаток диффузора следует применять в двигателях с высокими значениями среднего эффективного давления и коэффициента приспособляемости. Нижней границей применения регулирования компрессоров поворотом лопаток диффузора можно ориентировочно считать $p_e \sim 1,2$ МПа при коэффициенте приспособляемости $K \geq 2$.

Регулирование компрессора совместным поворотом лопаток входного направляющего аппарата и диффузора значительно расширяет его рабочий диапазон. Такой способ регулирования может быть рекомендован для двигателей с высокими значениями среднего эффективного давления в цилиндрах ($p_e \geq 1,8$ МПа) и коэффициента приспособляемости $K > 2$.

Регулирование с помощью перепуска воздуха основано на выпуске избыточной части воздуха из полости нагнетания компрессора. При-

менительно к условиям работы в комбинированных двигателях регулирование такого типа целесообразно использовать для устранения помпажа, ограничения давления воздуха на впуске и изменения характеристики системы воздухообеспечения перепуском части воздуха на вход в газовую турбину.

При перепуске части воздуха компрессор работает с расчетной производительностью. Количество воздуха, поступающего в двигатель, уменьшается. Если перепускаемый воздух направлять в компрессор по касательной к лопатке у периферии входного отверстия в направлении вращения колеса, то можно также расширить диапазон регулирования компрессора. При направлении этого воздуха в турбину частично используется его энергия и снижается температура газа перед лопатками.

Если давление на входе в двигатель превышает заданное (что характерно при работе на режимах внешней характеристики с частотой вращения коленчатого вала, близкой к номинальной), то перепускной клапан открывается, давление понижается. Излишний воздух целесообразно направлять за турбину для эжектирования газов.

Сжатый компрессором воздух при перепуске части его в газовую турбину увеличивает работу газов. В результате можно повысить давление наддува при работе двигателя с малой частотой вращения, а также отодвинуть границу помпажа. Эффективность этой системы регулирования увеличивается с ростом КПД турбокомпрессора.

4.2. Регулирование газовых турбин

В газовых турбинах комбинированных двигателей применяют качественное, количественное регулирование и регулирование с помощью перепуска газа.

Качественное регулирование осуществляется путем изменения параметров газа перед турбиной. В комбинированных двигателях такой способ регулирования возможен:

- путем повышения отработавших газов при установке специальной камеры сгорания, в которую подается дополнительное топливо и воздух (система «Гипербар»). Для применения такого регулирования турбины в выпускных газах двигателя должно содержаться достаточное количество кислорода для сжигания дополнительного топлива;

- дросселированием газов, поступающих в турбину.

Дросселирование заслонкой производится за турбиной или перед ней. Если заслонка расположена за турбиной, можно менять величину противодавления за турбиной и поддерживать требуемую степень понижения давления газов в турбине. Это позволяет на режимах, близких к режимам номинальной мощности, ограничивать возрастание частоты вращения ротора ТК и давление наддува.

В центробежных турбинах с безлопаточным сопловым аппаратом дроссельную заслонку следует устанавливать в газоприемной улитке турбины. Несмотря на недостаточно высокую экономичность, дроссельное регулирование нашло применение в некоторых силовых установках.

Количественное регулирование осуществляется изменением проходных сечений турбины. Наиболее эффективна установка поворотных лопаток в направляющем аппарате турбины (рис. 4.1).

При уменьшении проходного сечения A соплового аппарата с одной стороны возрастает скорость поступления газов в рабочее колесо, с другой стороны угол входа z газа на лопатки турбины приближается к прямому. В результате растет частота вращения ротора и соответственно производительность ТК.

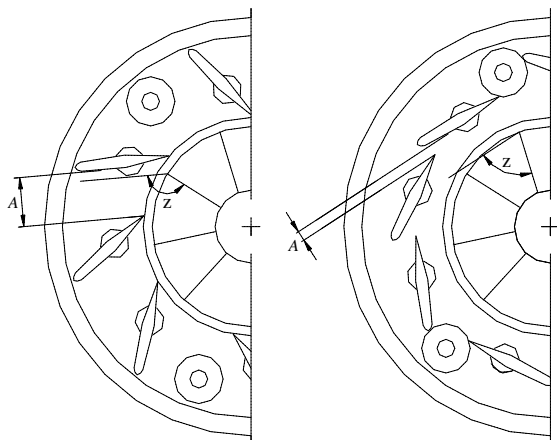


Рис. 4.1. Установка поворотных лопаток в направляющем аппарате турбины.

Для небольших ТКР с безлопаточным направляющим аппаратом конструктивное исполнение регулируемых сопловых аппаратов осевых турбин весьма разнообразно. В настоящее время для серийно выпускаемых ТКР применяется способ регулирования площади проходного сечения направляющего аппарата турбины с помощью перемещающегося колпака (рис. 4.2).

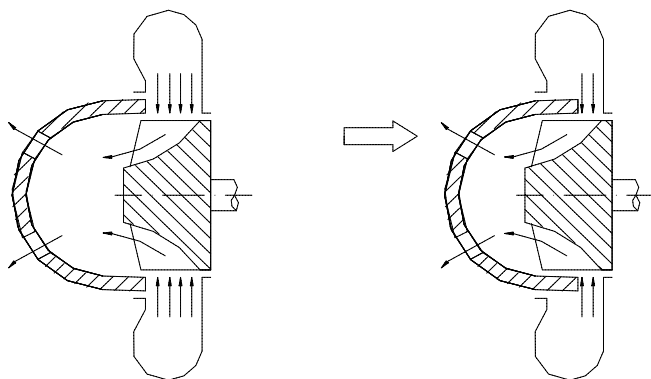


Рис. 4.2. Регулирование турбины с помощью перемещающегося колпака.

Общим недостатком систем количественного регулирования проходных сечений турбины и компрессора являются относительная сложность конструкции, недостаточная надежность работы подвижных элементов и уменьшение КПД турбокомпрессора.

Регулирование с помощью перепуска газа характеризуется тем, что часть отработавших газов направляется по каналу мимо турбины. Проходное сечение соплового аппарата, а также рабочего колеса турбины выполняют в соответствии с режимом максимального крутящего момента.

Полное количество газов поступает в турбину до тех пор, пока давление наддува не достигнет максимальной величины. После этого часть газов перепускается мимо турбины, вследствие чего ограничивается частота вращения ротора и давление наддува. Такой способ регулирования широко применяется в автотракторных двигателях. Он отличается простотой конструкции и надежностью. Однако при открытии перепускного клапана, в отличие от внутреннего количественного регулирования, теряется часть энергии отработавших газов, что несколько ухудшает экономичность двигателя.

5. ПРОМЕЖУТОЧНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА

5.1. Общие сведения

Сжатие воздуха в центробежном компрессоре неизбежно приводит к росту температуры воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, и

тем самым – к повышению температуры рабочего цикла, что ограничивает увеличение литровой мощности двигателя. Для уменьшения теплонапряжённости деталей (цилиндро-поршневой группы, головок, клапанов), повышения надежности их работы и увеличения весового количества свежего заряда в двигателях с ГТН применяется охлаждение наддувочного воздуха – (ОНВ), которое называется промежуточным.

Приближённо можно считать, что уменьшение температуры наддувочного воздуха на каждые 10° вследствие весового увеличения свежего заряда цилиндра ведёт к росту мощности двигателя примерно на 2,5% при неизменном коэффициенте избытка воздуха. При этом примерно на 0,5% уменьшается удельный расход топлива.

В дизелях с наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха имеются дополнительные резервы дальнейшего снижения удельного расхода топлива. Это снижение может быть достигнуто за счёт уменьшения частоты вращения и повышения степени наддува при сохранении неизменной мощности двигателя. Здесь рост КПД двигателя достигается в результате увеличения механического КПД. Возможные негативные последствия такого мероприятия – рост механической напряжённости двигателя, усугубляемый снижением разгрузочного действия сил инерции.

Наддувочный воздух можно охладить различными способами:

- а) в холодильниках рекуперативного типа – поверхностные, в которых передача теплоты от воздуха в охлаждающую среду происходит через разделяющую стенку;
- б) изменением внутренней энергии сжатого воздуха в расширительных турбинах или цилиндрах двигателя;
- в) испарением в наддувочном воздухе легко испаряющейся жидкости (воды);
- г) смешанным охлаждением.

5.2. Теплообменники и системы охлаждения наддувочного воздуха

Для охлаждения наддувочного воздуха наибольшее распространение получили рекуперативные теплообменники, в которых теплообмен происходит через разделительную стенку.

В качестве охлаждающих агентов используется атмосферный воздух или жидкость, циркулирующая в системе охлаждения двигателя.

Жидкостно-воздушные ОНВ используются при больших давлениях наддува. При умеренном наддуве эффект охлаждения незначителен, так как мала разница между температурой наддувочного воздуха и

температурой жидкости в системе охлаждения ДВС.

Наиболее просты и эффективны системы воздухо-воздушного охлаждения наддувочного воздуха, которые получили преимущественное распространение на автотракторных двигателях.

Воздухо-воздушные холодильники чаще всего выполняют с трубчатой или трубчато-пластинчатой сердцевиной. Причём наддувочный воздух движется внутри трубок, а атмосферный – через межтрубное пространство (рис. 5.1).

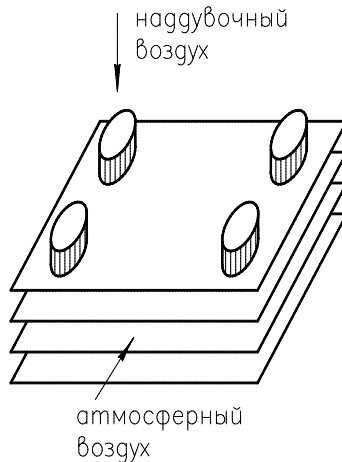


Рис. 5.1. Схема охладителя.

Главным преимуществом воздухо-воздушных холодильников является возможность более глубокого охлаждения наддувочного воздуха, особенно при умеренных давлениях наддува. При их применении обеспечивается разность между температурой наддувочного воздуха и окружающей среды не более 20° .

Производство основных составных элементов этого холодильника аналогично массовому производству сердцевин для водяных радиаторов автотракторных ДВС.

Недостаток – малая теплоёмкость воздуха, отсюда большие габаритные размеры, кроме того, усложняется конструкция воздушных трубопроводов.

Взаимное движение теплоносителей в теплообменных аппаратах может быть различным (рис. 5.2). В зависимости от этого различают аппараты с прямоточным и противоточным движением, перекрестным

током и со сложным направлением движения теплоносителей (смешанного тока). Если теплоносители протекают параллельно в одном направлении, то такая схема движения называется прямотоком (рис. 5.2,а). При противотоке теплоносители движутся параллельно, но навстречу друг другу (рис. 5.2,б). Если направления движения жидкостей пересекаются, то схема движения называется перекрестным током (рис.5.2,в). Кроме названных схем, на практике применяются и более сложные: одновременно прямоток и противоток (рис.5.2,г), многократно перекрестный ток (рис.5.2,д) и др.

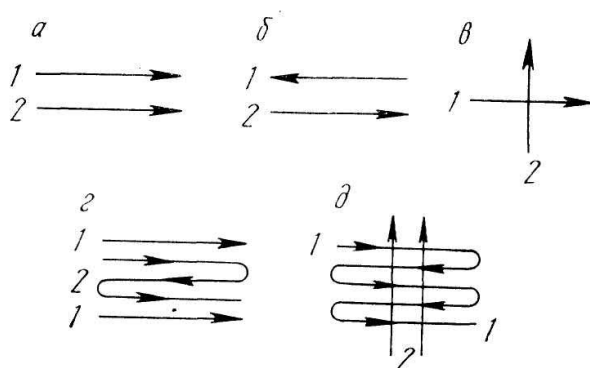


Рис. 5.2. Схемы движения теплоносителей в рекуперативных теплообменниках.

Выбор схемы движения охлаждающего теплоносителя производят исходя из уровня наддува, компоновочных условий, имеющихся на двигателе и транспортном средстве, существующих технологических и производственных возможностей, условий эксплуатации.

Совершенство системы ОНВ оценивается коэффициентом эффективности

$$E = \frac{T'_k - T_k}{T'_k - T_{охл}},$$

где T'_k, T_k – соответственно температура воздуха на выходе из компрессора и холодильника;

$T_{охл}$ – температура охлаждающей жидкости.

Для воздухо-воздушных ОНВ $E = 0,70 \dots 0,85$, для жидкостно - воздушных $E = 0,45 \dots 0,48$.

В результате сочетания определенного вида охлаждающего теплоносителя и способа его перемещения могут быть выполнены различные схемы системы охлаждения наддувочного воздуха:

ВВ – группа схем, в которых наддувочный воздух охлаждают атмосферным воздухом;

ВВ – ВД – подгруппа схем с использованием вентилятора системы охлаждения двигателя;

ВВ – ВД1 – схема, по которой теплообменник наддувочного воздуха размещают перед фронтом радиатора системы охлаждения;

ВВ – ВД2 – теплообменник размещен параллельно радиатору;

ВВ – ВД3 – схема установки теплообменника двигателя с воздушным охлаждением;

ВВ – ВА – подгруппа схем с применением вентилятора с автономным приводом;

ВВ – ВАЭ – схема с вентилятором, имеющим электрический привод;

ВВ – ВАТ – вентилятор с турбоприводом;

ВВ – ВАМ – вентилятор расположен на маховике двигателя и др.;

ВВ – Э – схемы с перемещением охлаждающего воздуха эжектором, действующим за счет энергии отработавших газов;

ВЖ – группа схем, в которых наддувочный воздух охлаждают жидкостью системы охлаждения;

ВЖ – НД – подгруппа схем, в которой использован жидкостный насос системы охлаждения двигателя;

ВЖ – НД1 – схема, в которой теплообменник наддувочного воздуха встроен во впускном коллекторе двигателя;

ВЖ – НД2 – теплообменник выполнен в виде отдельного агрегата, соединенного с системой охлаждения двигателя;

ВЖ – НА – схема с применением автономного насоса, осуществляющего перемещение жидкости в системе охлаждения наддувочного воздуха.

Из приведенного краткого описания схем системы ОНВ видно, что эта система всегда взаимодействует с системой охлаждения двигателя и оказывает определенное влияние на ее работу, поэтому во всех случаях необходимо уточнять характеристики агрегатов системы охлаждения двигателя с учетом этого обстоятельства. Аналогичный подход необходимо осуществлять к работе системы очистки воздуха и выпуска отработавших газов в случае применения системы охлаждения наддувочного воздуха.

6. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛООВОГО РАСЧЁТА ДВИГАТЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ

Особенность теплового расчёта состоит в том, что перед началом расчёта определяются основные параметры системы турбонаддува.

1. Секундный расход воздуха (кг/с)

$$G_g = 4 \cdot 10^{-6} \cdot N_e \cdot g_e \cdot \alpha \quad \text{или} \quad G_g = \frac{N_e \cdot g_e \cdot \alpha \cdot L_0 \cdot \varphi}{1000 \cdot 3600} \quad (6.1)$$

2. Плотность воздуха на входе в двигатель (кг/м³)

$$\rho_S = 120 \cdot 10^3 \cdot G_g / (V_h \cdot n_{ог} \cdot \eta_v) = 0,533 \cdot 10^3 P_e \cdot g_e \cdot \alpha / \eta_v \quad (6.2)$$

3. Плотность воздуха на выходе из воздухоочистителя (кг/м³)

$$\rho_1 = 10^6 (p_0 - \Delta p_{в.н.}) / (T_0 R) \quad (6.3)$$

где p_0 и T_0 – параметры окружающей среды;

$\Delta p_{в.н.}$ – сопротивление воздухоочистителя.

Если дизель работает без промежуточного охлаждения, то давление воздуха на входе в него можно считать равным давлению на выходе из компрессора: $p_S = p_K$. Это давление определяется как результат политропного сжатия воздуха в компрессоре.

4. Давление воздуха за компрессором (МПа)

$$p_K = (p_0 - \Delta p_{в.н.}) \cdot \left(\frac{\rho_S}{\rho_1} \right)^{n_K} \quad (6.4)$$

где n_K – показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре ($n_K = 1,7 \dots 1,8$).

Если дизель работает с промежуточным охлаждением, то давление воздуха на выходе из него будет определяться следующим образом:

$$p_S = 10^{-6} \rho_S T_S R \quad (6.5)$$

где T_S – температура воздуха за холодильником.

В этом случае давление воздуха на выходе из компрессора

$$p_K = p_S + \Delta p_S \quad (6.6)$$

где Δp_S – потеря давления в холодильнике.

Степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_K = p_K / (p_0 - \Delta p_{в.н.}) \quad (6.7)$$

На основании полученного в результате расчёта расхода воздуха G_g и степени повышения давления π_K выбирают типоразмер турбокомпрессора по ГОСТ 9658 – 81. Для дизелей мощностью до 200 л.с. (162 кВт) можно применять турбокомпрессор ТКР-7, до 280 л.с. (206

кВт) – ТКР-8,5, до 400 л.с. (294 кВт) – ТКР-11.

Далее тепловой расчёт ведётся в обычном порядке с использованием полученных значений давления и температуры воздуха на входе в двигатель.

Для двигателя без промежуточного охладителя температура воздуха за компрессором

$$T_K = T_0 \left(\frac{P_K}{P_0} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}}, \quad (6.8)$$

где n_K – показатель политропы сжатия в компрессоре ($n_K = 1,8 \dots 2$).

Если наддув с промежуточным охладителем, то для расчёта принимаем T_S .

7. ВЛИЯНИЕ НАДДУВА НА ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ

При наддуве общая степень сжатия в компрессоре и поршневом двигателе возрастает. Поэтому в карбюраторных двигателях увеличивается возможность появления детонации и наддув применяется ограниченно. Широкое применение наддув получил на дизелях.

Действительный цикл дизеля с турбонаддувом отличается от цикла без наддува в первую очередь особенностями процесса газообмена. Процесс впуска начинается с продувки камеры сжатия свежим воздухом и продолжается до закрытия впускного клапана. Качество процесса впуска характеризуется коэффициентом наполнения η_V . Для определения коэффициента наполнения дизеля с ГТН профессором М.А. Хайловым предложено следующее уравнение:

$$\eta_V = \frac{\Delta}{\delta_T} \left[\frac{P_a}{P_K} - \frac{(1 - \eta_r) \frac{P_r}{P_K} - \frac{P_a}{P_K}}{\varepsilon - 1} \right], \quad (7.1)$$

где Δ – коэффициент дозарядки, учитывающий поступление свежего заряда в цилиндр после НМТ ($\Delta = 1,0 \dots 1,08$);

$\delta_T = \frac{(T_K + \Delta T_K)}{T_K}$ – коэффициент подогрева, учитывающий повышение температуры свежего заряда на ΔT_K на пути от впускного коллектора до цилиндра ($\delta_T = 1,02 \dots 1,10$);

η_r – коэффициент очистки пространства сжатия, при отсутствии продувки равен нулю, при полной очистке пространства сжатия – единице ($\eta_r = 0,1 \dots 0,9$);

p_r – давление остаточных газов;

p_a – давление воздуха в начале сжатия;

p_K и T_K – давление и температура воздуха после компрессора.

В этой формуле в отличие от рассмотренной в теории ДВС отсутствует коэффициент остаточных газов, правильная оценка которого представляет трудности.

В двигателях с наддувом $\eta_V = 0,90...0,98$, без наддува $\eta_V = 0,75...0,90$. η_V при работе с наддувом повышается вследствие лучшей очистки камеры сжатия в результате продувки и меньшего подогрева воздушного заряда, так как у двигателя без наддува больше разность температур патрубков, впускных клапанов и нагнетаемого воздуха.

При работе с наддувом изменяется также характер протекания кривых η_V в зависимости от нагрузки (рис.7.1). У двигателей без наддува с увеличением нагрузки η_V несколько снижается, главным образом, из-за увеличения температуры и давления остаточных газов и подогрева воздушного заряда.

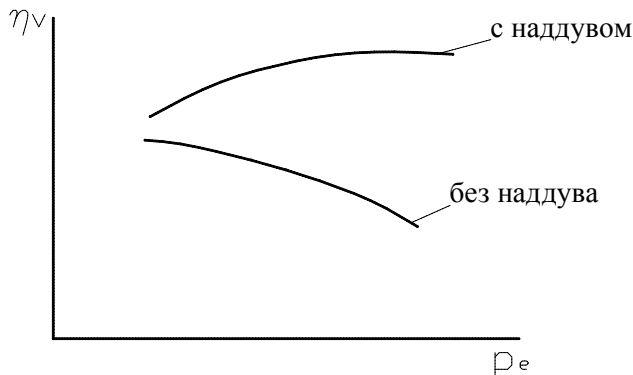


Рис. 7.1. Изменение коэффициента наполнения по нагрузочной характеристике.

У двигателей с наддувом при увеличении нагрузки η_V возрастает, т.е. в известной степени осуществляется, т.е. в известной степени осуществляется саморегулирование. Повышение η_V связано с ростом p_K . Повышение наполнения с увеличением нагрузки способствует сохранению избытка воздуха в необходимых пределах.

При охлаждении наддувочного воздуха η_V несколько понижается, так как возрастает разность температур впускных патрубков, клапанов и подаваемого в цилиндр воздуха, вследствие чего увеличивается подогрев ΔT .

Показатели газообмена зависят от величины и характера изменения прохождения сечений органов газораспределения. При одной и той же скорости воздуха и газов в проходных сечениях клапанов потери давления у двигателей с наддувом больше, так как больше плотность газов.

Продолжительность открытия клапанов двигателей с ГТН связана с выбором фаз газораспределения. У двигателей с импульсной системой турбонаддува применяют сравнительно небольшое перекрытие клапанов. Это можно объяснить тем, что при большом перекрытии клапанов возрастает расход воздуха и увеличивается мощность, затрачиваемая на привод компрессора. Соответственно возрастает мощность, развиваемая турбиной, и повышается противодавление; увеличивается отрицательная работа выпуска и ухудшается топливная экономичность. Необходимости в увеличении перекрытия клапанов у двигателя с импульсной системой наддува нет, так как вследствие большой разности давлений наддувочного воздуха и давления газов в цилиндре вблизи ВМТ осуществляется интенсивная продувка камеры сжатия.

Предварение открытия выпускного клапана до НМТ может быть выбрано несколько большим, чем у двигателей без наддува, так как при этом уменьшается отрицательная работа выпуска, а энергия отработавших газов используется в турбине.

Процесс сжатия отличается главным образом большей плотностью и более высокой температурой сжимаемого воздуха. Чем больше плотность воздуха, тем меньше приходящаяся на единицу его массы удельная поверхность охлаждения. Поэтому у дизелей с наддувом показатель политропы сжатия n_1 несколько выше, чем у дизелей без наддува, и он находится в пределах 1,37...1,42.

При применении промежуточного охлаждения показатель политропы сжатия несколько увеличивается, вследствие уменьшения отвода теплоты от воздуха.

Процессы смесеобразования и сгорания у дизелей с ГТН имеют ряд характерных особенностей.

Вследствие большей плотности воздуха в конце сжатия возрастает мелкость распыливания и уменьшается дальнобойность струи топлива. Поэтому для двигателей с наддувом целесообразно использовать камеры с концентрированным расположением воздушного заряда.

Из-за больших тепловых (большая поверхность) и газодинамических потерь (потерь на перетекание) применение разделённых камер сгорания для двигателей с наддувом снижает показатели топливной

экономичности. Поэтому в настоящее время большинство дизелей с наддувом выполняют с неразделёнными, главным образом, открытыми камерами сгорания. При неразделённой камере легче осуществить её продувку.

У двигателей с наддувом повышенная концентрация кислорода в воздушном заряде, окружающем частицы топлива, позволяет снизить интенсивность движения воздуха в камере сгорания. При этом повышается коэффициент наполнения и уменьшаются насосные потери.

Более высокая плотность и повышенная температура воздушного заряда в конце сжатия при работе с наддувом определяют особенности процесса сгорания.

При движении частиц топлива в более плотной среде увеличивается теплоотдача от воздуха к топливу, ускоряется испарение топлива и уменьшается продолжительность подготовки его к сгоранию, сокращается период задержки воспламенения (первый период сгорания). Понижается скорость нарастания давления во втором периоде сгорания (быстром сгорании). Поэтому у двигателей с наддувом жёсткость работы меньше.

При наддуве давление цикла возрастает почти пропорционально давлению наддува. Увеличиваются температуры цикла вследствие уменьшения потерь в стенки при неизменном α .

Особенность процесса расширения у дизелей с наддувом заключается в том, что вследствие сокращения удельной поверхности охлаждения на единицу массы уменьшается относительная величина потерь теплоты в охлаждающую жидкость и возрастает продолжительность тепловыделения. В результате понижается показатель политропы расширения. Он составляет 1,20...1,25. Температура и давление газов в конце расширения у дизелей с наддувом выше, чем без наддува. Степень использования этой энергии зависит от правильности выбора системы турбонаддува, конструкции и объёма выпускного коллектора, характеристики турбины. Таким образом, к основным особенностям действительного цикла дизелей с ГТН относятся: более высокий коэффициент наполнения; больший средний показатель политропы сжатия; меньший период задержки воспламенения и средний показатель политропы расширения, меньшая скорость нарастания давления во втором периоде, большие давления и температуры цикла.

К особенностям процесса смесеобразования относятся: преимущественное применение неразделённых камер сгорания и меньшая оптимальная интенсивность воздушных вихрей.

При наддуве, как правило, несколько улучшается экономичность двигателя. Это связано с тем, что абсолютная величина механических потерь у двигателя с наддувом и без наддува изменяется незначительно. Мощность, получаемая в цилиндре двигателя, растёт, следовательно, увеличивается механический КПД:

$$\eta_M = 1 - \frac{N_M}{N_i}$$

При наддуве увеличивается среднее эффективное давление и эффективная мощность.

Литровая мощность двигателей с наддувом выше, чем без наддува:

- для карбюраторных двигателей $N_{л}$ до 70 л.с/л;
- для дизельных двигателей $N_{л}$ до 50 л.с/л.

При применении высокого наддува дизелей для уменьшения нагрузок на детали КШМ снижают степень сжатия до 10 – 11 (минимальная ε обеспечивающая пуск). В результате снижения ε уменьшается термодинамический КПД, и, как следствие, ухудшаются экономические показатели двигателя. Для их повышения в двигателях с ГТН увеличивают коэффициент избытка воздуха α . Последнее снижает относительное содержание токсичных компонентов и сажи в отработавших газах.

Следует отметить, что турбонаддув позволяет не только повысить p_e , но и увеличить частоту вращения. При этом растёт давление наддува, что полностью компенсирует повышение сопротивления на впуске.

С наддувом зона наименьшего расхода топлива расширяется как в сторону больших значений p_e , так и в сторону более высоких частот вращения.

8. НОВЫЕ СИСТЕМЫ НАДДУВА

8.1. Работа системы наддува «Гипербар»

Свободно вращающийся турбокомпрессор можно рассматривать как газовую турбину, не создающую мощности, для которой двигатель образует камеру сгорания. «Гипербар» – способ наддува, при котором к газовой турбине помимо выпускных газов ДВС подводятся непосредственно из компрессора воздух, нагреваемый за счёт сжигания топлива в камере сгорания (рис.8.1).

При системе наддува по методу «Гипербар» поступающий из компрессора поток воздуха разделяется на наддувочный, подаваемый в двигатель, и дополнительный, проходящий через перепускной канал и смешивающийся затем с выпускными газами. Этот дополнительный воздух нагревается в камере сгорания и подводится к турбине.

Система наддува «Гипербар» характеризуется следующими особенностями:

1. Дизель имеет низкую степень сжатия ($\varepsilon = 1 \div 7$), для того чтобы несмотря на высокое давление наддува ограничить давление в цилиндре;

2. Турбокомпрессор имеет очень высокую степень повышения давления (до 5, система наддува при необходимости двухступенчатая) и может запускаться с помощью электродвигателя. За счёт перепуска воздуха помимо двигателя и впрыска топлива в камеру сгорания турбокомпрессор может работать и при выключенном двигателе;

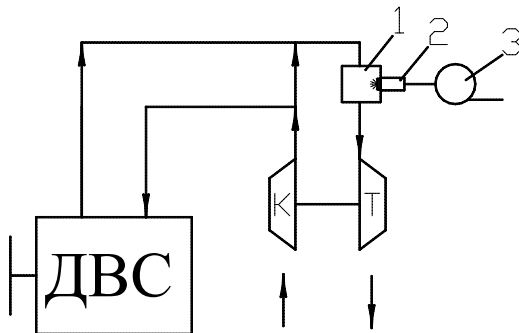


Рис. 8.1. Системы наддува «Гипербар»:
1 – камера сгорания; 2 – форсунка; 3 – топливный насос.

3. Для пуска двигателя охладитель наддувочного воздуха отключается, и воздух (вследствие низкой степени сжатия в цилиндре) подогревается. При эксплуатации нет необходимости в предварительном подогреве в связи с тем, что воздух нагревается в компрессоре, имеющем высокую степень повышения давления; наддувочный воздух, наоборот, охлаждается;

4. Впрыск топлива в камеру сгорания и перепуск воздуха регулируются по определённым закономерностям. Небольшое запальное пламя постоянно горит в камере сгорания.

По сравнению с дизелем с газотурбинным наддувом преимуществами этого способа являются: высокое среднее эффективное давление (до 3 МПа) при максимальном давлении сгорания, не превышающем 14 МПа (высокая удельная мощность, умеренная тепловая нагрузка (вследствие низкого сжатия в двигателе и низкой температуры наддувочного воздуха), благоприятный характер изменения крутящего момента и хорошая приёмистость двигателя, так как давление наддува поддерживается высоким и на режимах малых нагрузок.

Основным недостатком системы «Гипербар» является повышенный расход топлива вследствие низкой степени сжатия и наличия запального пламени в камере сгорания.

8.2. Система наддува «Комплекс»

Введённое швейцарской фирмой «Броун Бовери» (г. Баден) наименование «Комплекс» применяется для обозначения газодинамической машины, использующей действие волн давления, в которой, как и в турбокомпрессоре, но совершенно по другому принципу воздушный заряд сжимается за счёт энергии выпускных газов. Это наименование означает, что речь идёт о машине, объединяющей в себе процессы сжатия и расширения (compresx – англ., compression – сжатие и expanding – расширение).

Принцип действия этой системы основан (рис.8.2) на том, что волна давления, проходящая через канал трубопровода, отражается на свободном конце отрицательно, т.е. как волна разрежения, а на закрытом конце – как волна давления, и, наоборот, всасывающая волна на открытом конце отражается как волна давления, а на закрытом – как всасывающая. В навстречу движущихся потоках давление выравнивается раньше, чем газы перемешаются.

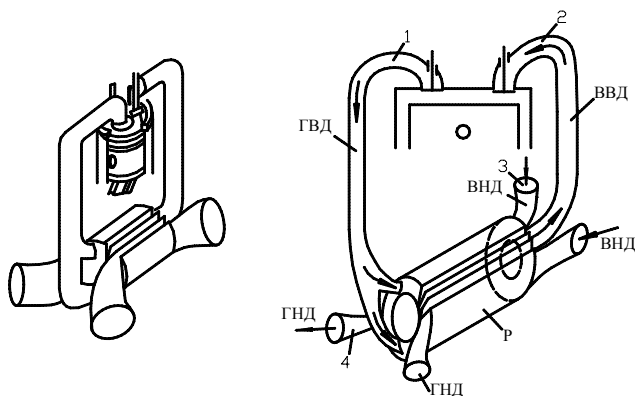


Рис. 8.2. Система «Комплекс»:

- 1 и 4 – впускной и выпускной газовые каналы;
- 2 и 3 – выпускной и впускной воздушные каналы;
- Р – радиатор; ВВД и ВНД – воздух высокого и низкого давления;
- ГВД и ГНД – газ высокого и низкого давления.

Процессы заполнения ячеек воздухом низкого давления, сжатие воздуха в ячейках и выпуска из ячеек воздуха высокого давления в патрубки двигателя происходят за счёт энергии выпускных газов под действием волн давления и разрежения, проходящих в каналах-ячейках в соответствии с движением последних мимо впускных и вы-

пусковых газовых 1 и 4, а также воздушных 3 и 2 каналов патрубков.

Система состоит из ротора с осевыми каналами-ячейками трапецеидального сечения, открытыми с торцов. Ротор укреплен на подшипниках и закрыт кожухом, приводится через ременную передачу от коленчатого вала двигателя. Мощность, необходимая для вращения ротора, невелика, так как она расходуется только на преодоление трения в подшипниках и вентиляционных потерь. Воздушные и газовые каналы сходятся на торцевых сторонах корпуса: патрубки низкого давления воздуха ВВД и высокого давления ВВД на одной стороне и патрубки для подвода газа высокого давления ГВД и низкого давления ГНД – на другой.

Энергия для сжатия наддувочного воздуха отбирается у выпускных газов. Процессы сжатия и расширения осуществляются под действием волн давления и расширения в каналах-ячейках ротора, проходящих мимо неподвижных патрубков, впускных и выпускных для каждой из протекающих сред. Процессы, происходящие в роторе, поясним с помощью схематической развертки боковой поверхности ротора.

Газодинамический цикл начинается в зоне 1 с того, что канал-ячейка заполняется свежим воздухом под действием атмосферного давления; вертикальные штрихи на рис.8.3 обозначают, что скорость движения газов в этой зоне равна нулю.

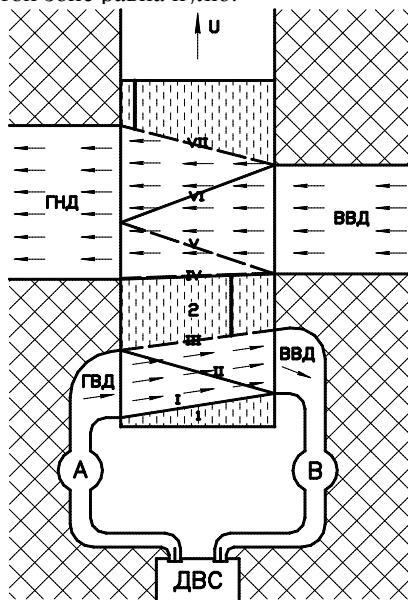


Рис. 8.3.Схема работы системы «Комплекс».

Отработавшие газы из двигателя поступают в выпускной коллектор А, из которого под постоянным давлением перетекают в ячейки ротора (ГВД). Как только вследствие вращения ротора ячейка, заполненная воздухом низкого давления, входит в контакт с патрубком ГВД, возникает волна давления I, которая распространяется в ячейке со скоростью звука, сжимая находящийся в ней воздух и вытесняя его в направлении патрубка ВВД. Вслед за волной давления в ячейки ротора входит газ высокого давления. Поскольку ротор вращается в направлении U, соединительная линия фронта волны в отдельных ячейках проходит под углом к осевому направлению. Волна давления I достигает конца ячейки примерно в тот момент, когда начинает открываться выход воздуха высокого давления (патрубок ВВД). Волна давления отражается от (закрытого) торца ячейки в виде волны давления II, которая достигает свежего воздуха. По мере открытия патрубка ВВД сжатый воздух вытекает во впускной коллектор В, а из него поступает в двигатель. Внезапное закрытие патрубка ГВД кромкой ячейки создаёт в ячейке волну разрежения III, в результате давление газов снижается до величины p_K и скорость их движения уменьшается до нуля. Когда кромка ячейки перекрывает патрубок ВВД, выпускные газы заполняют приблизительно 2/3 ячейки и отделяются от имеющегося воздуха зоной перемешивания. На рис. 8.3 зона раздела показана жирной вертикальной линией. В зоне 2 давление выше атмосферного (равнодавлению наддува), поэтому газы вытекают из ячейки в выпускную трубу, как только ротор поворачивается в положение, при котором ячейка сообщается с патрубком отвода газов ГНД. Правый конец ячейки закрыт, в результате возникает волна разрежения IV, она достигает правого конца в тот момент, когда устанавливается сообщение с каналом ВНД. Эта волна разрежения и отражённые волны V, VI и VII создают повышенное давление у газового края ячейки, и газы вытекают в патрубок ГНД. При этом с воздушной стороны этой ячейки образуется разрежение, и она заполняется свежим воздухом. Когда выпускные газы и смесь газов с воздухом, естественно образующаяся при их непосредственном контакте, полностью вытекают из ячеек, цикл может начинаться вновь с первого.

При осуществлении такого способа наддува на практике возникают некоторые трудности.

Так, для обеспечения симметричного нагревания кожуха, необходимого для сохранения малых зазоров как с торцевой, так и с боковых сторон, все каналы следует выполнять парными.

При одном повороте ротора каждый канал соответственно дважды заполняется газом или воздухом и дважды опустошается. С целью лучшего решения проблем, связанных с тепловым расширением, разделительные перегородки между ячейками выполнены не прямыми, а

изогнуты в виде буквы S. Кроме того, для снижения шума между разделительными перегородками предусмотрены различные расстояния, т.е. ячейки имеют различную ширину.

Основная трудность заключается в достижении высокой степени наддува в широком диапазоне частот вращения. Так как ротор приводится во вращение от коленчатого вала, то при низкой частоте вращения двигателя ротор тоже имеет небольшую частоту вращения. Скорость перемещения волн давления (разрежения) равна скорости звука, которая зависит только от температуры газа или воздуха. А температура, в свою очередь, зависит от нагрузки (крутящего момента), а не от оборотов. В соответствии с этим оптимальные размеры ротора и его частота вращения могли быть определены только для одного скоростного режима. За счёт специальных выемок, размещённых в определённых местах на торцевых сторонах статора (между впускными и выпускными каналами), фирме «Броун Бовери» удалось достичь наложения дополнительных волн давления на описанный выше скоростной цикл при отклонении условий работы от расчётных.

По сравнению с ГТН система «Комплекс» имеет следующие преимущества:

- 1) более благоприятный характер изменения крутящего момента двигателя по внешней скоростной характеристике;
- 2) разгон ротора при мгновенном наборе нагрузки не требуется, так как здесь наддув происходит посредством волн давления;
- 3) отпадает необходимость ограничения топливоподачи по давлению наддува в связи со снижением дымности отработавших газов двигателя.

Недостатками схемы являются следующие:

- 1) трудности достижения эффективной работы системы в широком диапазоне частот вращения вала двигателя;
- 2) увеличенные габаритные размеры;
- 3) повышенная стоимость.

В настоящее время система «Комплекс» применяется для наддува бензиновых и дизельных двигателей. Наибольшие достоинства она обеспечивает при установке на дизелях. Разработаны волновые обменники давления для наддува дизелей мощностью 42...450 кВт. Они имеют степень повышения давления воздуха до 3.

9. ТУРБОНАДДУВ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Применение наддува позволяет существенно улучшить топливную экономичность легкового автомобиля. Этот путь реализуется почти всеми ведущими фирмами.

Большинство двигателей работает на товарных бензинах безо всяких добавок. Известны единичные случаи применения впрыска воды

во впускную систему. Например, в «Шевроле Корвэйр» – во впускной трубопровод после компрессора, в автомобиле «Стюарт Турбо Селика» (Австралия) – перед карбюратором, расположенном до компрессора. Один из первых двигателей с наддувом (для автомобиля «Олдмобил») был оборудован специальным карбюратором (дополнительно к основному) для подачи смеси 50% воды и 50% метилового спирта. Исследованиями МАДИ показано – добавка воды позволяет значительно повысить эффективность наддува. Редкое применение добавки воды связано с тем, что усложняется конструкция и регулирование системы питания.

ДВС с наддувом имеют существенно более высокие мощностные показатели, чем без наддува. Так, если литровая мощность бензиновых двигателей легковых автомобиля без наддува составляет 35 – 45 кВт/л, то при наддуве – 52 – 60 кВт/л.

Конкретные значения показателей двигателя с номинальной частотой вращения 6000 мин^{-1} приведены в табл. 9.1.

Двигатели с наддувом сильно различаются по рабочему объёму, числу и расположению цилиндров. Самый большой V-образный «Ролс-Ройс» (6750 см^3), самый маленький – двухцилиндровый рядный «Мицубиси Миника» (546 см^3).

Т а б л и ц а 9.1. Показатели работы двигателя с турбонаддувом

$V_h, \text{см}^3$	До 1200	1200–1400	1400–1600	1600–1800	1800–2000
$N_l, \text{кВт/л}$	55,5	58,7	60,3	62,2	65,6
$p_e, \text{МПа}$	13,5	13,6	14,7	14,5	15

Так как наддув обеспечивает значительное повышение удельной мощности, то он чаще применяется на двигателях с относительно малым объёмом (1500 – 2000 см^3). В этом случае при наддуве меньшего рабочего объёма на основных эксплуатационных режимах двигатель работает при меньшем дросселировании по сравнению с двигателем без наддува, имеющим при одинаковой мощности больший рабочий объём.

Это создаёт предпосылки для существенного снижения эксплуатационного расхода топлива легковым автомобилем.

Наряду с этим вариантом получения более экономичной работы автомобиля существует и такой, как использование двигателя с турбонаддувом (без изменения рабочего объёма) на том же автомобиле.

Для двигателей малых объёмов требуются и малые турбокомпрессоры. До 1980 г. применялись ТК только двух фирм «Гаррет Эйрсерч» (США) и ККК (ФРГ), которые имели большие габаритные раз-

меры. Например, наименьший турбокомпрессор К-24 (фирмы ККК) имеет $d_{\text{колеса}} = 60 \text{ мм}$.

Теперь используются меньшие турбокомпрессоры (например, японские «Мицубиси» и Н). Двигатель «Мицубиси Миника» оборудован турбокомпрессором с $d_{\text{колеса}} = 34 \text{ мм}$, $n = 270000 \text{ мин}^{-1}$ и $m = 2,5 \text{ кг}$.

У бензиновых двигателей выше T_z и допустимая температура на входе в турбину 1173 К (для дизелей 1073 К). Поэтому применяются турбокомпрессоры со специальным охлаждением корпуса. Снижение температуры улучшает условия работы масла.

По числу и расположению цилиндров подавляющее большинство двигателей с турбонаддувом являются рядными четырёхцилиндровыми.

Отношение S/D , являющееся одним из основных конструктивных параметров, влияющим на габариты и массу двигателя, для ДВС с наддувом лежит в диапазоне 0,7 – 1,15.

Меньшее отношение S/D относится к большему диаметру цилиндров.

Например, для $D = 72 \text{ мм}$, $S/D = 0,95 - 1,15$, а для $D = 90 \text{ мм}$.

Необходимо отметить, что при создании наддувочной модификации бензинового двигателя практически во всех случаях такие конструктивные параметры базовой модели, как диаметр цилиндра и ход поршня, а, следовательно S/D , остаются неизменными.

Распространено мнение, что степень сжатия бензинового двигателя с наддувом для обеспечения бездетонационного сгорания при работе на топливе с тем же октановым числом должна быть меньше, чем у базовой модели.

При выборе значения степени сжатия для двигателя с наддувом решающее значение имеет задача, которая решается путём форсирования мощности наддувом. Это связано с существенной зависимостью литровой мощности двигателя с турбонаддувом от значения степени сжатия при неизменном октановом числе бензина.

Относительный прирост литровой мощности и крутящего момента с изменением разности степеней сжатия безнаддувного и наддувного вариантов ($\Delta \varepsilon = \varepsilon - \varepsilon_{\text{наддува}}$) приведен в табл. 9.2.

То есть при необходимости увеличить мощность двигателя в возможно большей степени ε снижают на 1 – 1,5 единицы.

Если главной задачей наддува является улучшение эксплуатационной топливной экономичности, то значение ε должно быть сохранено или несколько уменьшено.

Т а б л и ц а 9.2. Относительный прирост литровой мощности и крутящего момента двигателя

$\Delta \varepsilon$	0	0,5 – 0,8	1,0 – 1,2
$\delta N_d, \%$	25 – 34	30 – 45	45 – 60
$\delta M_k, \%$	20 – 32	30 – 40	35 – 50

У базовых моделей двигателей без наддува абсолютное значение величины удельной массы ($0,9 - 1,0 \text{ кг/кВт}$) существенно выше, чем у двигателей с турбонаддувом ($0,65 - 0,8 \text{ кг/кВт}$).

При уменьшении степени сжатия появляется возможность поднять давление наддува и соответственно увеличить мощность двигателя, в результате удельная масса двигателя существенно зависит от ε .

В среднем использование турбонаддува позволяет уменьшить удельную массу на 20 – 30%.

Из 18 японских двигателей с наддувом фазы изменены у 8. Фазы изменяют для улучшения характеристик двигателя. Изменение фаз преследует несколько целей:

1) благодаря уменьшению перекрытия клапанов при наддуве удаётся уменьшить потери горючей смеси с продувкой цилиндра. Это позволяет не только улучшить экономические показатели двигателя, но и способствует снижению температуры газов перед турбиной в результате дожигания в системе выпуска меньшего количества горючей смеси;

2) фазы изменяются для получения при наддуве максимального коэффициента наполнения в диапазоне меньших частот вращения.

В основном перекрытие клапанов уменьшают путём более позднего начала открытия впускного клапана. Момент закрытия впускного клапана практически не изменяется.

Степень унификации двигателей с турбонаддувом и их базовых моделей очень высока. Обычно считают, что применение наддува лимитируется не механическими нагрузками, а теплонпряжённостью.

У двигателей с наддувом остаётся алюминиевый блок, не меняются основные размеры цилиндра-поршневой группы, размеры клапанов, коренных и шатунных подшипников коленчатого вала.

В то же время ряд фирм указывает, что при переходе к наддуву увеличивают диаметр и высоту подъёма впускного клапана, толщину днища поршня и высоту перемычек между кольцами. Иногда для впускного клапана используют натриевое охлаждение.

Для бензиновых двигателей с турбонаддувом характерно широкое использование аппаратуры впрыска бензина, реже – карбюратор.

При наддуве для снижения детонации на режимах полных нагрузок снижают угол опережения зажигания, а иногда и коэффициент избыт-

ка воздуха, так как это ведёт к росту g_e .

Улучшению показателей по скоростной характеристике и повышению надёжности двигателя с наддувом способствует расширяющееся применение датчиков детонации для управления системой регулирования опережения зажигания и давления наддува.

С ростом p_K продолжительность первой фазы φ_1 сокращается (рис.9.1). Это происходит потому, что к моменту подачи искры рабочая смесь в цилиндре имеет тем большую температуру и давление, чем выше p_K , что объясняется, во-первых, ростом давления и температуры воздуха на впуске, а во-вторых, снижением угла опережения зажигания. Уменьшение угла опережения зажигания сдвигает момент подачи искры ближе к ВМТ, т.е. в область высоких давлений и температур.

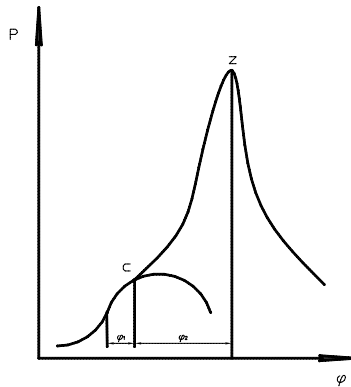


Рис.9.1. Показатели индикаторной диаграммы двигателя с наддувом.

Значительное уменьшение угла опережения зажигания (несмотря на уменьшение φ_1) приводит к тому, что основная фаза сгорания начинается позже. Длительность φ_2 при возрастании p_K увеличивается. Это дополнительно к сдвигу начала второй фазы переносит сгорание на линию расширения (за ВМТ). Начиная с определённого значения p_K , максимальное давление цикла p_z снижается.

Перенос сгорания на линию расширения и его удлинение ведут к увеличению g_e .

Уменьшение противодавления на выпуске (p_r) приводит к уменьшению g_e (лучшая очистка цилиндра) и слабо влияет на отдельные фазы процесса сгорания.

В заключение можно отметить, что постоянный рост числа моделей бензиновых двигателей с турбонаддувом свидетельствует о целесообразности и актуальности использования этого направления развития бензиновых двигателей.

10. ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ ИМПУЛЬСОВ СИСТЕМ ГТН

При разработке систем ГТН используются эжектирующие устройства, работающие в пульсирующем потоке выпускных газов, так называемые преобразователи импульсов. Они позволяют уменьшить пульсацию газового потока на входе в турбину, приблизить условия её работы к условиям в стационарном потоке, а также повысить её КПД. Одновременно при этом может быть улучшена очистка и продувка цилиндров.

Преобразователи бывают (рис.10.1) узлового (а) и концентрического (б) типов.

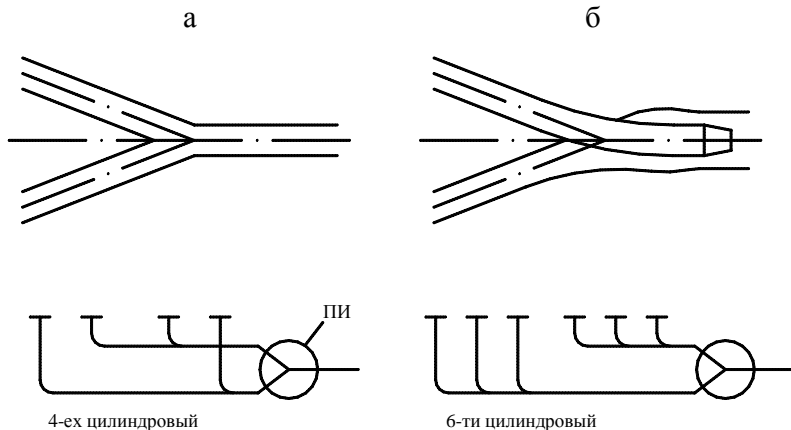


Рис. 10.1. Преобразователи импульсов:
а – четырехцилиндровый, б – шестицилиндровый.

Применение ПИ даёт по сравнению с импульсной и изобарной сис-

темами снижение g_e на $3-5\frac{\%}{кВт \cdot ч}$.

11. РЕЗЕРВЫ ПОВЫШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМЫ НАДДУВА

Развитие малоразмерных турбокомпрессоров идёт по пути повышения КПД проточных частей компрессоров и турбины, что позволяет повысить эффективный КПД двигателя. Это повышение тем заметнее, чем выше давление наддува. Одно из основных направлений совершенствования турбокомпрессоров – повышение давления и производительности.

Рост производительности позволяет использовать для наддува турбокомпрессоры с малыми диаметрами колёс. Такие турбокомпрессоры имеют лучшую приемистость, что позволяет улучшить динамические качества двигателей и снизить дымность.

При работе дизеля с турбокомпрессором по скоростной характеристике с уменьшением частоты вращения интенсивно снижается давление наддува, что ведёт к уменьшению коэффициента избытка воздуха. При этом увеличивается удельный расход топлива и снижается развиваемый двигателем крутящий момент. Этот недостаток проявляется тем значительнее, чем выше турбонаддув на номинальном режиме. Эффективным средством, позволяющим уменьшить указанный недостаток, является применение системы автоматического регулирования турбонаддува. Разработке и внедрению таких систем уделяется в настоящее время большое внимание.

Известны два способа регулирования турбонаддува: качественный и количественный. Первый способ основан на использовании турбокомпрессора, имеющего турбину с регулируемым лопаточным диффузором или входным направляющим аппаратом. Второй способ связан с применением перепуска части газа, минуя турбину, и части сжатого воздуха в атмосферу или на вход в турбину.

Существует ещё одна возможность решения проблемы регулирования наддува – это применение инерционного комбинированного наддува. В этой системе регулирования давления наддува используется колебание столба воздуха во впускном трубопроводе. С использованием такой системы наддува фирмой МАН разработан, так называемый, ХМ-процесс.

Этот наддув сочетает газотурбинный наддув с использованием волновых явлений во впускном трубопроводе. Такой наддув применяется для рядного шестицилиндрового дизеля Д2566МК фирмы МАН. Он обеспечил дополнительный прирост мощности на 10 – 12%, улучшение приспособляемости и топливной экономичности (~2%).

Развитие двигателей с наддувом связано с решением вопросов от-

работки их рабочих процессов и конструкции. С увеличением p_e растёт максимальное давление цикла p_z . У двигателей с $p_e = 1,2 \text{ МПа}$ p_z достигает величины $\sim 15 \text{ МПа}$. Поэтому при наддуве необходимо применять мероприятия по ограничению p_z . Одним из таких мероприятий является уменьшение степени сжатия. При уменьшении степени сжатия снижается термодинамический КПД двигателя и ухудшаются его пусковые качества. Ухудшение экономичности двигателей, обусловленное снижением термодинамического КПД при уменьшении степени сжатия, компенсируется улучшением экономичности, которое обусловлено увеличением отношения объёма камеры сгорания к объёму сжатия. Поэтому в дизелях с наддувом понижают степень сжатия (на 0,5 – 1,5 единицы) до величины, обеспечивающей достаточно надёжный пуск.

Рост тепловой и механической напряжённости дизеля при увеличении p_e представляет повышение требования к прочности деталей, к микрогеометрии трущихся поверхностей, конструкции деталей трения, работоспособности подшипников, интенсификации охлаждения масла, к эффективности уплотнения стыка головки с цилиндрами.

Наряду с повышением механических нагрузок в двигателях с наддувом растёт теплонапряжённость деталей камеры сгорания.

Поэтому для повышения надёжности и долговечности в дизелях с наддувом всё более широкое применение будут получать следующие мероприятия:

- двухконтурная система смазки;
- индивидуальные головки цилиндров со стальными прокладками газового стыка;
- упрочнение поршневой канавки под верхнее компрессионное посредством применения нирезистовой вставки или плазменного переплава алюминия с никелем в зоне канавки поршня;
- струйное масляное охлаждение поршней;
- упрочнение наиболее ответственных деталей методами нанесения плазменных упрочняющих покрытий;
- теплоизоляционные покрытия днища поршня, камеры сгорания и других деталей;
- повышение работоспособности распылителей форсунок.

Одним из путей ограничения тепловой и механической напряжённости дизелей с наддувом является поэлементная и комплексная отработка рабочего процесса и процесса топливоподачи. Изыскания по организации рабочего процесса при ограничении значений p_z возродили исследования по предкамерному смесеобразованию. Кроме того, для дизелей с наддувом получили развитие исследования по дизелям с

переменной степенью сжатия.

При форсировании по p_e увеличивается цикловая подача топлива, что ведёт к росту общей продолжительности впрыска. С увеличением продолжительности впрыска растёт общая продолжительность сгорания, следовательно ухудшается экономичность двигателя. Поэтому для дизелей с наддувом перспективным является применение систем форсированного впрыска, обеспечивающих интенсификацию процесса топливоподачи путём повышения давления впрыска до 100 МПа.

Повысить надёжность, дополнительно увеличить мощность и КПД дизеля можно путём введения в систему турбонаддува охлаждения наддувочного воздуха. Системы наддува с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, несмотря на увеличенную стоимость, получают всё более широкое распространение на автотракторных дизелях.

В дизелях с наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха имеются резервы дальнейшего снижения удельного расхода топлива. Это снижение может быть достигнуто за счёт уменьшения частоты вращения и повышения степени наддува при сохранении неизменной мощности двигателя. Здесь рост КПД двигателя достигается в результате увеличения механического КПД. Возможные негативные последствия такого мероприятия – рост механической напряжённости двигателя, усугубляемый снижением разгрузочного действия сил инерции.

Решение проблем рациональной организации рабочего цикла дизеля с турбоагнетателем требует разработки достаточно точных методов моделирования рабочих процессов на ЭВМ. Вопросам моделирования процессов в турбопоршневых двигателях уделяется большое внимание во всех развитых странах. Разработанные математические модели базируются на общих физических законах. Они рассматривают протекание процессов в рабочих цилиндрах и системе наддува как единое целое.

Метод численного моделирования имеет широкие возможности при решении задач, связанных с рациональной организацией рабочего процесса и системы наддува для дизелей с различными уровнями форсирования.

Поэтому совершенствование методики моделирования рабочего процесса и газодинамических процессов в смешанных системах турбопоршневого дизеля – одно из перспективных направлений улучшения показателей их работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Патрахальцев, Н.Н. Форсирование двигателей внутреннего сгорания наддувом / Н.Н. Патрахальцев, А.А. Савостенко. М.: Легион-Автодата, 2004. 176с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов: учебник для вузов/ В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян [и др.]; под ред. В.Н.Луканина. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 2005. 479с.
3. Турбонаддув высокооборотных дизелей/ Симсон А.Э. [и др.]. М.: Машиностроение, 1976. 288 с.
4. Тракторные дизели: справочник/ под общ. ред. Б.А. Взорова. М.: Машиностроение, 1981. 535 с.
5. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин [и др.]. М.: Машиностроение, 1991. 333 с.
6. Турбокомпрессоры для наддува дизелей: справочное пособие/ В.П. Байков [и др.]. Л.:Машиностроение , 1975. 200с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Виды наддува для ДВС.....	3
1.1. Механический наддув.....	5
2. Газотурбинный наддув.....	8
2.1. Основные положения.....	8
2.2. Способы подвода газа к турбине.....	9
2.3. Схемы ГТН.....	11
2.4. Идеальные циклы двигателей с газотурбинным наддувом.....	13
3. Устройство и работа компрессоров и турбин.....	18
3.1. Турбокомпрессоры.....	18
3.2. Устройство компрессора.....	21
3.3. Газовая турбина.....	24
4. Регулирование турбокомпрессоров.....	26
4.1. Регулирование компрессоров.....	26
4.2. Регулирование газовых турбин.....	28
5. Промежуточное охлаждение наддувочного воздуха.....	30
5.1. Общие сведения.....	30
5.2. Теплообменники и системы охлаждения наддувочного воздуха.....	31
6. Особенности теплового расчёта двигателя с турбонаддувом.....	35
7. Влияние наддува на параметры рабочего цикла двигателя.....	36
8. Новые системы наддува.....	40
8.1. Работа системы наддува «Гипербар».....	40
8.2. Система наддува «Комплекс».....	42
9. Турбонаддув бензиновых двигателей.....	45
10. Преобразователи импульсов систем ГТН.....	50
11. Резервы повышения показателей системы наддува.....	51
Литература.....	54

Учебное издание

**Анатолий Николаевич Карташевич
Георгий Михайлович Кухаренок**

НАДДУВ
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Курс лекций

Редактор Е.Г. Бутова
Техн. редактор Н.К. Шапрунова
Корректор А.М. Павлова

ЛИ 348 от 09.06.2004. Подписано в печать 03.11.2008.
Формат 60x 84 1/16. Бумага для множительных аппаратов.

Печать ризографическая. Гарнитура «Таймс».

Усл. печ. л. 3,25. Уч.-изд. л. 3,06.

Тираж 100 экз. Заказ . Цена 4250 руб.

Редакционно-издательский отдел БГСХА
213407, г. Горки Могилевской обл., ул Студенческая, 2
Отпечатано в отделе издания учебно-методической литературы, ризографии
и художественно-оформительской деятельности БГСХА

г. Горки, ул. Мичурина, 5