

АНАЛИЗ ПРЕИМУЩЕСТВ И НЕДОСТАТКОВ ВАРИАНТОВ НАДДУВА И ОХЛАЖДЕНИЯ НАДУВОЧНОГО ВОЗДУХА СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ДИЗЕЛЯ)

доц. Афанасьев М.П.

Санкт-Петербургский государственный горный университет
Факультет приборостроения, информационных и электронных систем
Кафедра системного анализа и управления инновациями

Аннотация

В статье рассматриваются тенденция развития двигателей внутреннего сгорания путём повышения давления наддува и его варианты. Анализируется эффективность испарительного охлаждения надувочного воздуха и сопутствующие проблемы. Определяется необходимость построения развития комплексных моделей процессов протекающих в центробежном компрессоре при сжатии многофазной газовой среды с мелкодисперсной взвесью влаги, конгломерации влаги и образовании плёнки на элементах компрессора.

Ключевые слова

Двигатель внутреннего сгорания, дизель, комбинированный двигатель, эффективность, наддув, охлаждение надувочного воздуха, многофазный поток.

Abstract

Article reviews the evolution of internal combustion engines by increasing the pressure of the supercharger and its variants. the article analyses the effectiveness of evaporative cooling air naduvočnogo and related problems. Is determined by the need to build complex models of development processes occurring in a compressor for compression of multiphase gas environment with powdered suspension moisture concentrations of moisture and education films on elements of the compressor.

Keywords

Internal combustion engine, diesel, hybrid engine, efficiency, pressurization, cooling air flow naduvočnogo register.

Создание комбинированных ДВС (с наддувом) связано с попытками устранить недостатки, присущие поршневым двигателям внутреннего сгорания, выявленные еще на ранних этапах их развития.

Одним из существенных недостатков поршневого двигателя внутреннего сгорания является, то, что значительное количество энергии (тепловой и кинетической), получаемой при сжигании топливно-воздушной смеси в цилиндрах, уносится с отработавшими газами, не совершая работы в поршневой машине. Другим недостатком чисто поршневых двигателей внутреннего сгорания является невозможность получения больших значений мощности на единицу рабочего объема, что связано с ограниченным количеством воздуха (смеси), всасываемого в цилиндр в процессе впуска, а именно, давление воздуха (смеси) в цилиндре в конце такта всасывания всегда будет меньше атмосферного, что ухудшает наполнение цилиндров, и следовательно, падение мощности поршневых двигателей.

Для улучшения наполнения цилиндров, стали применять предварительное сжатие воздуха в лопаточном компрессоре (нагнетателе), приводимом в действие от коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания. В такой комбинированной машине часть теплового цикла двигателя внутреннего сгорания (ДВС), а именно часть цикла сжатие осуществлялось в лопаточном компрессоре. В такте впуска воздух поступал в цилиндр двигателя под избыточным давлением, что увеличивает массу заряда. Это позволило, во-первых, повысить мощность двигателей без увеличения рабочего объема (и соответственно массы двигателя) и без повышения числа оборотов (повышение числа оборотов снижает КПД винта и увеличивает механические потери в двигателе).

Однако на привод лопаточного компрессора от коленчатого вала затрачивалась часть (при том весьма существенная – порядка 10% – 20%) мощности двигателя, а возможность отбора возросшей при наддуве мощности отработавших газов не использовалась.

Существует другой вариант повышения давления – турбонаддув. Принцип турбонаддува был запатентован Альфредом Бюхи в 1911 году в патентном ведомстве США. Номер патента (1006907 October 1911 Buchi).

История развития турбокомпрессоров началась примерно в то же время, что и постройка первых образцов двигателей внутреннего сгорания. В 1885 – 1896 г. Готлиб Даймлер и Рудольф Дизель проводили исследования в области повышения вырабатываемой мощности и снижения потребления топлива путем сжатия воздуха, нагнетаемого в камеру сгорания. В 1905 г. швейцарский инженер Альфред Бюхи впервые успешно осуществил нагнетание при помощи выхлопных газов, получив при этом увеличение мощности на 120%. Это событие положило начало постепенному развитию и внедрению в жизнь турботехнологий.

Сфера использования первых турбокомпрессоров ограничивалась чрезвычайно крупными двигателями, в частности, корабельными. Несмотря на очевидные технические преимущества, низкий уровень надежности привел к быстрому исчезновению этих моделей.

С развитием газовых турбин в 50-х, 60-х годах появилась возможность осуществлять привод лопаточного компрессора нагнетателя не от коленчатого вала, а от газовой турбины, приводимой в действие энергией отработавших газов поршневой машины. Возникли двигатели с турбонаддувом, которые в настоящее время получили весьма широкое распространение.

При помощи турбокомпрессора производителям удалось увеличить эффективность работы дизельного двигателя до уровня бензинового, оставив при этом значительно более низкий уровень выброса в атмосферу выхлопных газов. Заметим, что дизельные двигатели имеют повышенную степень сжатия и,

вследствие адиабатного расширения на рабочем ходе, их выхлопные газы имеют более низкую температуру. Это снижает требования к жаропрочности турбины, и позволяет делать более дешёвые или более изощрённые конструкции. Именно поэтому турбины на дизельных двигателях встречаются гораздо чаще, чем на бензиновых, а большая часть новинок (например, турбины с изменяемой геометрией) сначала появляется именно на дизельных двигателях.

Принцип работы турбокомпрессора основан на использовании энергии отработавших газов. Поток выхлопных газов попадает на крыльчатку турбины (закреплённой на валу), тем самым раскручивая её и находящиеся на одном валу с ней лопасти компрессора, нагнетающего воздух в цилиндры двигателя. Так как, при использовании наддува, воздух в цилиндры подаётся принудительно (под давлением), а не только за счёт разрежения, создаваемого поршнем (это разрежение способно взять только определённое количество воздуха), то в двигатель попадает больший воздушный заряд. Как следствие, можно увеличить объём сгораемого топлива в рабочем процессе, образовавшийся газ занимает больший объём и соответственно возникает большая сила, давящая на поршень и повышается работа совершаемая двигателем.

Как правило, у форсированных комбинированных двигателей меньше удельный эффективный расход топлива (грамм на киловатт-час, г/(кВт·ч)), и выше литровая мощность (мощность, снимаемая с единицы объёма двигателя – кВт/л), что даёт возможность увеличить мощность небольшого мотора без увеличения оборотов двигателя.

Вследствие увеличения массы воздуха, сжимаемой в цилиндрах, температура в конце такта сжатия заметно увеличивается и возникает вероятность детонации. Поэтому, конструкцией таких двигателей предусмотрена пониженная степень сжатия, а также в системе предусмотрен промежуточный охладитель наддувочного воздуха, представляющий собой теплообменник для охлаждения воздуха после нагнетателя. Уменьшение температуры воздуха требуется также и для того, чтобы плотность его не снижалась вследствие нагрева от сжатия по-

сле компрессора, иначе эффективность всей системы значительно падает. Особенно эффективен турбонаддув у дизельных двигателей. Он повышает мощность и крутящий момент при незначительном увеличении расхода топлива. А так же находит применение турбонаддув с изменяемой геометрией лопаток турбины, в зависимости от режима работы двигателя. Но такие системы довольно сложны и дороги.

Мощные (по отношению к мощности двигателя) турбокомпрессоры применяются на конвертируемых для речных судов тепловозных двигателях. Например, на дизеле Д49 мощностью 4000 л.с. установлен турбокомпрессор мощностью 1100 л.с.

Наибольшей (по абсолютной величине) мощностью обладают турбокомпрессоры судовых двигателей, которая достигает 7000 л.с. (двигатели Бурмайстер и Вайн).

В настоящее время насчитывается большое количество отечественных предприятий и зарубежных фирм, изготавливающих турбокомпрессоры.

Современные турбокомпрессоры характеризуются многообразием и хорошо проработанной конструкцией, надежностью в эксплуатации.

Анализ существующих турбокомпрессоров показал, что в последнее время прослеживаются:

- ✓ расширение области рабочих параметров, главным образом в направлении уменьшения нижней и увеличения верхней границ массового расхода газа m и повышения степени изменения давления в машине;

- ✓ увеличение конечного давления, что ведет к уменьшению объемного расхода газа при заданных условиях на выходе из машины.

К преимуществам наддува можно отнести следующее:

- 1) меньшие габариты двигателя;
- 2) меньшая масса двигателя;
- 3) более высокий к.п.д. двигателя с использованием турбонаддува;
- 4) меньшая стоимость на единицу мощности;

- 5) газовая турбина сама по себе заметно снижает шум выхлопа;
- 6) меньшее падение мощности при понижении плотности окружающего воздуха;
- 7) лучшее качество отработавших газов при неизменном способе организации рабочего процесса;

Среди недостатков наддува следует отметить:

- 1) более высокие тепловые и механические нагрузки, чем у двигателей без наддува;
- 2) при определённых условиях менее благоприятное протекание кривой крутящего момента двигателя, особенно при высоких степенях наддува;
- 3) при определённых условиях худшая приёмистость;

Последние два недостатка характерны для турбонаддува.

Возрастание температуры воздуха или заряда в компрессоре зависит от степени повышения давления, к.п.д. компрессора и теплообмена со стенками, т.е. от конструкции компрессора. При высоких степенях повышения давления температура на впуске двигателя может принимать высокие значения (если не применять охлаждение надувочного воздуха), что отрицательно влияет на двигатель по двум факторам.

1. Для наполнения цилиндра и эффективности процесса горения определяющей является плотность заряда на впуске

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{p_2 \cdot R \cdot T_2}{p_1 \cdot R \cdot T_1} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}},$$

Из приведённого выражения видно, что повышение плотности, а следовательно, и увеличение массы воздушного заряда при повышении температуры при сжатии значительно меньше, чем повышение давления. И только в случае изоэнтропийного сжатия при $n = 1$ отношение плотностей равно отношению давлений.

2. С повышением температуры надувочного воздуха значительно возрастает термическая напряженность двигателя, так как общий температурный уровень рабочего цикла зависит от температуры заряда на впуске.

Поэтому использование охлаждения надувочного воздуха, которое было предложено ещё Рудольфом Дизелем, является необходимым элементом повышения мощности и надёжности дизеля, эффективность которого тем выше, чем выше степень повышения давления в компрессоре.

При повышении давления в компрессоре в два и более раза охлаждение надувочного воздуха считается необходимым. Современные турбокомпрессоры обеспечивают степень повышения давления в 1,2 – 2,2 раза, в некоторых случаях достигаются показатели 3 – 3,5 раза.

Дальнейшее повышение давления наддува требует увеличения числа ступеней или степени повышения давления в одной ступени или применение обоих подходов одновременно. Дальнейшее усовершенствование турбокомпрессоров путём повышения только давления сталкивается с техническими трудностями. Из вышесказанного следует, что одной из важнейших задач разработчиков турбокомпрессоров является создание компактных и экономичных турбокомпрессоров с высокой степенью повышения плотности воздушного заряда для двигателей внутреннего сгорания. В качестве решения было предложено совместить сжатие воздуха в каналах компрессора и охлаждение. Для этого используется мелкодисперсное распыление испаряющейся жидкости (воды) в предлопаточном и рабочем пространстве. При увеличении температуры жидкость испаряется, что понижает или стабилизирует температуру при сжатии газа. Такой метод называется испарительным охлаждением.

Британской исследовательской ассоциацией по двигателям внутреннего сгорания (ДВС) получены следующие результаты исследований эффективности охлаждения надувочного воздуха впрыскиванием воды во входной патрубок компрессора: температура надувочного воздуха снизилась на $19,5^{\circ}\text{C}$, что уменьшило на 2,5% мощность, потребляемую компрессором, и способствовало

увеличению массовой подачи воздуха на 4%; при увеличении расхода воды на испарительное охлаждение вдвое массовая подача компрессора (при той же мощности) возросла на 8%, а температура наддувочного воздуха снизилась на 51°С. В дальнейшем были проведены промышленные исследования подтверждающие эффективность испарительного охлаждения на дизеле 4VRH фирмы «Растон». Степень сжатия дизеля 12,75, давление наддува 1,68 кгс/см².

В массовых серийных двигателях давление наддува 1,5 – 2 кгс/см². Дальнейшее увеличение давления наддува при существующих системах охлаждения наддувочного воздуха приводит к значительному повышению тепловой и динамической напряженности узлов трения, ухудшению протекания рабочего процесса и значительному нагарообразованию. В связи с повышением температуры наддувочного воздуха, подаваемого в моторные цилиндры двигателя, возникает лимитирующий фактор – неуправляемое сгорание, сопровождающееся интенсивной детонацией. С увеличением коэффициента форсирования двигателя возрастает тепловой поток через поверхности охлаждающей стенки, что приводит к увеличению температуры поверхности деталей, смазываемых маслом. Так, температура поршня в зоне канавки первого компрессионного кольца у форсированных двигателей составляет 260 – 280°С (у нефорсированных до 190°С). Более интенсивно масло окисляется у форсированных двигателей за счет увеличения концентрации и парциального давления кислорода наддувочного воздуха, а также возрастания теплового потока от смазываемых деталей к маслу.

Исследования эффективности испарительного охлаждения наддувочного воздуха проводились на двигателе 10ГКН. Номинальная мощность двигатель 10ГКН-1500 гарантируется заводом «Двигатель революции» при следующих условиях: давление воздуха на входе в нагнетатель 1,03 кгс/см², температура наружного воздуха 15°С. В реальных условиях эксплуатации двигатель в различных районах страны с умеренным и жарким климатом средняя величина давления воздуха на входе в нагнетатель составляет 1,02 кгс/см², что незначи-

тельно влияет на номинальную мощность двигателя. Заметно влияют на мощность двигателя колебания температуры наружного воздуха. Исходные данные: температура 15; 25; 35; 45°C; давление наддува 1,5; 1,8; 2,1 и 2,4 кгс/см²; относительный расход испарившейся воды в воздухе 0,005; 0,010; 0,015; 0,020; 0,025; 0,035; 0,045; 0,050 кг/кг сухого воздуха; $p_0 = 1,0$ кгс/см².

Результаты опытной проверки эффективности испарительного охлаждения наддувочного воздуха в роторном нагнетателе типа Руте при степени повышения давления 1,2 – 1,5 и переменной частоте вращения роторов 1800 – 2700 об/мин., начальной температуре воздуха на всех режимах 35°C несколько отличаются от расчетных данных. В реальных условиях испарительного охлаждения наддувочного воздуха увеличение массового расхода воздуха оказалось на 2,2% ниже расчетной величины. А средняя величина максимального количества впрыскиваемой воды на 1 кг сухого воздуха по опытным данным превышает расчетную величину на 0,8%, что объясняется неполным испарением впрыскиваемой воды в потоке воздуха 70,2% при степени повышения давления 1,5 и температуре воздуха 35°C. Что показывает наличие неиспарившейся влаги в турбокомпрессоре и необходимости разработки методов эффективного её удаления.

Одной из проблем при применении испарительного охлаждения является отсутствие методов расчёта и математических моделей, описывающих в совокупности процессы, происходящие при сжатии двухфазных потоков, мелкодисперсной взвеси жидкой фазы в сжимаемом газе, термодинамических процессов и фазовых переходов. Кроме того приходится учитывать процессы конгломерации и дробления элементов жидкой фазы. В центробежном компрессоре так же происходит сепарация и оседание в виде плёнок влаги на элементах компрессора с последующим их дроблением и срывом, что так же требует разработки математических моделей, расчёта и анализа происходящих процессов.

Существуют методики термогазодинамического расчёта одноступенчатого нагнетателя, которые предполагают нахождение окружной скорости (для из-

вестной степени повышения давления) или нахождение степени повышения давления по заданной окружной скорости. Недостатком таких методик является отсутствие учета жидкой фазы и как следствие фазовых переходов и малая степень детализации, что не позволяет должным образом рассчитать, проанализировать протекающие процессы при испарительном охлаждении и выбрать наиболее эффективные пути удаления жидкости и влаги из воздуха в элементах компрессора, охладителя и впускного коллектора двигателя внутреннего сгорания.

Литература

1. Пахомов, Ю.А. Судовые энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания: учебник /Ю.А. Пахомов. – М.: ТрансЛит, 2007. – 528 с.
2. Гречко, Н.Ф. Судовые турбинные установки: справ. пособие /Н.Ф Гречко. – Одесса: Феникс, 2005. – 317 с.
3. Патрахальцев, Н.Н. Наддув двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие /Н.Н. Патрахальцев. – М.: Изд-во РУДН, 2003. – 319 с.
4. Харин, В.М. Судовые воздушные компрессоры: учебн. пособие /В.М. Харин, В.И. Скоморохов. – Одесса: Феникс, 2003. – 144 с.
5. Епифанова, В.И. Компрессорные и расширительные турбомшины радиального типа /В. И. Епифанова. Л.: Техническая книга, 1984. – 375 с.

Рецензент проф. Первухин Д.А.