

«ВСЕЯДНЫЙ» ДВИГАТЕЛЬ

Диаграмма

возможных режимов работы

комбинированных энергоустановок

Н.А. Иващенко,

доктор техн. наук, МГТУ им. Н.Э.Баумана,

П.П. Петров,

канд. техн. наук, МГТУ им. Н.Э.Баумана

В статье приведена диаграмма режимов работы свободнопоршневых двигателей в составе гибридной энергетической установки, позволяющая выбрать оптимальные параметры рабочего процесса и произвести сравнительную оценку эффективности различных типов комбинированных энергоустановок.

Ключевые слова: Свободнопоршневой двигатель. Гибридная энергетическая установка. Компримированный природный газ. Охрана окружающей среды.

«OMNIVOROUS» ENGINE

Chart of possible operation modes

for combined power plants

N.A. Ivaschenko,

Doctor of Technical Sciences, Moscow State Technical University n.a. N.E. Bauman,

P.P. Petrov,

Candidate of Technical Sciences, Moscow State Technical University n.a. N.E. Bauman

The presented chart illustrates operation modes of free piston engines organic to hybrid power plants. The chart allows the selection of optimal operation parameters and a comparative evaluation of performance efficiency of hybrid power plants of different types.

Key words: Free piston engine. Hybrid power plant. Compressed natural gas. Preservation of the environment.

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС), составляя основу мобильной энергетики, являются главными потребителями ископаемого топлива и основным источником загрязнений окружающей среды. Замена ископаемого топлива на возобновляемое (из биомассы) позволяет лишь отчасти (в основном по CO_2) решить проблемы экологии, порождая новые проблемы, связанные с адаптацией двигателей к различным видам биотоплива. Для решения проблем энергоэффективности и экологической безопасности дви-

гателей необходимо, прежде всего, увеличить в 2–3 раза эксплуатационный КПД транспортных силовых установок (СУ) и перевести их на питание природным газом или водородом с воспламенением от сжатия. Повышение эксплуатационного КПД способствует пропорциональному снижению вредных выбросов и CO_2 , а также уменьшению габаритных размеров бортового запаса топлива, что особенно актуально для газомоторного топлива, имеющего существенно меньшую плотность даже в сжиженном состоянии.

Кроме того, работа двигателя на природном газе с воспламенением от сжатия при переменной степени сжатия позволяет автоматически удовлетворять нормам Евро-5 и ещё более жёстким без систем нейтрализации выпускных газов.

Задачи существенного увеличения эксплуатационного КПД транспортных СУ успешно решаются применением комбинированных (гибридных) энергетических установок (КЭУ). Причём наилучшие результаты достигаются в КЭУ со свободнопоршневым двигателем (СПД) в качестве первичного двигателя [1], камера сгорания которого приспособлена к любому виду жидкого или газообразного топлива. Кроме того, применение СПД в КЭУ позволяет убрать избыточные звенья в механизмах и связанные с ними диссипативные потери, уменьшить объём и массу КЭУ, а также снять ограничения на максимальное давление цикла и обеспечить эффективное управление степенью сжатия.

Из практики известно, что для СПД не всегда удаётся найти приемлемое (прежде всего, по эффективности и надёжности) решение, поэтому необходимо теоретически обосновать и найти область перспективных схемных решений.

Для достижения этих целей рассмотрена обобщённая схема КЭУ в составе СПД, расширительной машины (РМ) и турбокомпрессора (ТК). В качестве РМ может применяться объёмная расширительная машина (ОРМ), турбина, сопло или их комбинация. По потоку рабочего тела турбину ТК рационально располагать за РМ (кроме сопла), а компрессор — перед компрессорами СПД. В этом случае ТК будет автоматически включаться в работу после полной загрузки поршневых компрессоров СПД и предшествующих турбинных ступеней РМ. В случае ОРМ такое расположение ТК является единственно возможным с точки зрения уменьшения объёма и массы ОРМ, позволяет применить серийные ТК и обеспечивает формирование

тяговой характеристики КЭУ не только за счёт ОРМ, но и за счёт СПД.

Основными ограничивающими параметрами выбраны: максимальное давление цикла (p_{max}) и температура рабочего тела перед РМ (не более 800°C). Удовлетворение заданным ограничениям по p_{max} и температуре обеспечивается соответственно регулированием степени сжатия и промежуточным охлаждением воздуха после ТК.

Параметры КЭУ в опорных точках определялись моделированием рабочего процесса [2], а промежуточные — известными методами [3, 4] на основе коэффициентов в опорных точках. При этом рассматривались лишь рабочие процессы с оптимальным опережением начала сгорания.

В СПД жёсткость рабочего процесса и максимальное давление цикла не ограничены в привычном для ДВС с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ) смысле. Жёсткость рабочего процесса в СПД автоматически ограничивается благодаря отрицательной обрат-

ной связи между скоростью нарастания давления при сгорании и скоростью свободно движущегося поршня при его подходе к ВМТ. Поэтому подвод тепла производят при оптимальном опережении начала сгорания.

Описанная обратная связь и возможность эффективного управления положением ВМТ поршня (степенью сжатия) обуславливают функциональную многотопливность СПД. **Это единственный тип двигателя, который может работать с воспламенением от сжатия на газах широкого фракционного состава, включая «жирные» природные газы, попутные нефтяные, генераторные, пиролизные газы, водород, шахтный метан, биогаз, а также сырую нефть с содержанием серы до 4%.** В двигателе с КШМ изменение содержания метана в смеси на 0,5% по объёму приводит к срыву процесса сгорания с воспламенением от сжатия вследствие падения показателя политропы сжатия. При свободном поршне снижение показателя политропы автома-

тически (поршень остановится в ВМТ только при соблюдении баланса работ за обратный ход) увеличит степень сжатия вплоть до воспламенения топлива.

На рис. 1 (диаграмма) приведены результаты расчётов КПД. В качестве независимой координаты использовано среднее давление в газосборнике перед РМ (p_{q1}), которое для СПД однозначно определяет воздушный заряд цилиндра дизеля и одновременно габаритные размеры и массу РМ и КЭУ. Во всём рассмотренном диапазоне изменения p_{q1} реализуется один и тот же цикл (с продолженным расширением), поэтому диаграмма показывает изменение эффективности преобразования энергии топлива при перераспределении мощности между агрегатами КЭУ. Зависимости индикаторного КПД дизеля (η_p , кривые 1, 2 и 3) получены при фиксированном коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2,2$, переменной степени сжатия и $p_{max} = 45, 25$ и 14 МПа соответственно. Кривая 4 соответствует реальному дизелю с фиксированной степенью

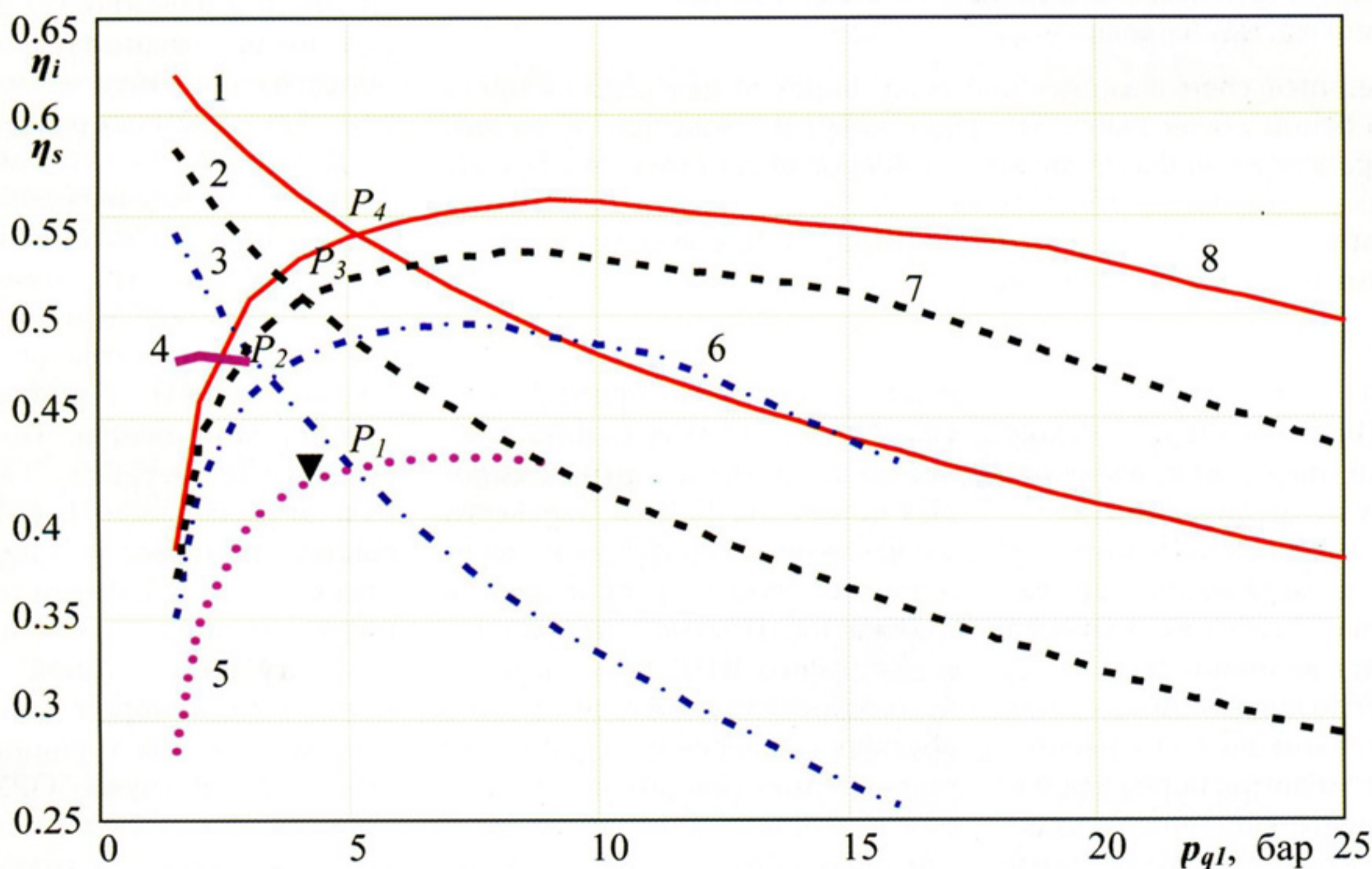


Рис. 1. Диаграмма возможных режимов работы силовой установки.
▼ – точка номинального режима СПГГ ОР-95.

сжатия при $\alpha = 2,2$ и $p_{max} = 14$ МПа. Кривые 3 и 4 на участке левее точки P_2 показывают, почему СПД в двигательном режиме имеют КПД выше, чем кривошипные, например, свободнопоршневые дизель-компрессоры (СПДК) в 1,5–2 раза эффективнее кривошипных [5]. В случае повышения максимального давления в дизеле с КШМ до 25 МПа картина принципиально не изменится, так как точка номинального режима переместится с кривой 3 на кривую 2. И в зависимости от давления наддува можем получить повышение КПД, мощности (даже в ущерб КПД) или того и другого вместе.

Зависимость адиабатного КПД (η_s , определяется как отношение работы адиабатного расширения продуктов сгорания к теплоте, внесённой с топливом) СУ, работающей в генераторном режиме (кривая 5, при $p_{max} = 14$ МПа), соответствует механическим генераторам газа и свободнопоршневым генераторам газа (СПГГ), построенным по традиционным положениям теории ДВС. Это одно из возможных и самое неэффективное решение, которое до недавнего времени считалось единственным.

Для СПД, работающих в генераторном режиме, принципиальное значение имеет отношение диаметров компрессорного и дизельного поршней. При отношении диаметров более 2 (а по условиям вписывания механизма синхронизации не удаётся получить отношение менее 2,26) удельная мощность СПД практически не зависит от α и доли потерянного хода по окнам [6]. То есть одно и то же значение удельной мощности СПД можно получить при различных (могут отличаться в 2–3 раза) значениях коэффициентов избытка воздуха, продувки, остаточных газов. Следовательно, можно максимально дефорсировать дизель СПД, увеличить степень сжатия, снизить тепловые и газодинамические потери и увеличить КПД (кривая 6 соответствует современным СПД при $p_{max} = 14$ МПа). Кривые 7 и 8

получены при аналогичных условиях, но максимальные давления цикла соответствуют уровню перспективных дизелей с КШМ ($p_{max} = 25$ МПа) и реально полученным в ряде СПД ($p_{max} = 45$ МПа). Сравнение кривых 4 и 6 показывает, что при одинаковом p_{max} существуют условия, при которых КПД генераторного режима выше η_i дизеля с КШМ. Это обусловлено полным использованием теплоперепада на расширительной машине, более высоким механическим КПД и меньшими тепловыми потерями (жаровая накладка на поршне, $\alpha \geq 2,8$, отсутствует охлаждение надувочного воздуха).

Зависимости η_s имеют явно выраженный максимум, обусловленный тем, что с ростом p_{q1} при фиксированном p_{max} снижается степень сжатия и индикаторный КПД, но одновременно растёт степень расширения газа в РМ. Кроме того, уменьшаются количество избыточного воздуха и связанные с ним потери в компрессоре. После максимума КПД наблюдаются два излома. Первый обусловлен вступлением в работу ТК с меньшим, чем у РМ и поршневого компрессора, КПД, а второй — началом промежуточного охлаждения воздуха после ТК.

Точки пересечения $(P_1 - P_4)$ η_i и η_s соответствующих двигательного и генераторного режимов являются одновременно и точками перехода с одного режима на другой при условии, что СПД приспособлен для работы на этих двух режимах.

Из приведённой диаграммы следует, что в зависимости от p_{q1} можно выделить области двигательного и генераторного режимов, разделённые точкой P . Это разделение условно, так как области перекрываются, а КЭУ может работать и в комбинированном режиме. В генераторном режиме удельная мощность КЭУ в четыре и более раз выше двигательного режима. Поэтому режим работы и состав СУ следует выбирать в зависимости от требуемой удельной

мощности. Нагрузочная характеристика СУ, работающей в генераторном режиме, определяется генераторной кривой (η_s) и положением номинального режима на этой кривой. Очевидно, что при соответствии среднеэксплуатационной мощности точке вблизи максимума КПД (правее точки максимума) получим наибольший эксплуатационный КПД СУ. При этих условиях положение номинального режима на кривой генераторного режима будет зависеть от коэффициента загрузки по мощности, т.е. от назначения КЭУ.

Данная диаграмма объясняет причины застоя в двигателестроении. Двигатели традиционной конструкции упёрлись в ограниченную кривую 3, преодолеть которую не так просто. Переход же на работу в чисто генераторном режиме возможен только скачком с p_{q1} левее точки P на p_{q1} правее максимума η_s .

Точка на кривой 5, соответствующая СПГГ ОР-95, а также и CS-75, GS-34 и др., демонстрирует нерациональный выбор параметров рабочего процесса этих СПГГ. Они оказались достаточно эффективными (за счёт меньшей стоимости производства и более дешёвого топлива) для главных судовых установок (90% времени работа на номинальной мощности), но совершенно непригодными для наземного транспорта. Газотурбинные установки (ГТУ) с СПГГ могли бы составить конкуренцию дизелям при условии, что параметры их номинального режима находились на кривой 6, правее максимума КПД.

Исследовались индикаторные показатели, так как они менее зависят от масштабного коэффициента и типа РМ (мощностного и механического КПД), нежели эффективные. При мощности РМ менее 1–2 МВт объёмные машины имеют выше КПД, чем турбины, существенно меньшую стоимость и более приспособлены к переменным режимам работы, включая рекуперативное торможение. КЭУ

в составе СПД и ОРМ вырождается в обычный комбинированный СПД с двумя потоками мощности (продукты сгорания и сжатый воздух) и аккумуляторами рабочего тела, которые обеспечивают покрытие пиковых нагрузок и рекуперацию энергии торможения. Регенеративный подогрев воздуха продуктами сгорания увеличивает КПД ещё на 3–6% (абсолютных).

Кроме КПД, для СУ имеет значение удельная масса. По сравнению с турбиной и соплом ОРМ имеет заведомо большую массу. Поэтому массогабаритные показатели КЭУ оценивались по данным для СПД и двигателям воздушного охлаждения. Это обусловлено тем, что в режиме двигателя РМ должна быть максимально теплоизолирована. В режиме компрессора (при рекуперативном торможении) необходимо максимально снижать температуру нагнетания, т.е. вводить эффективное охлаждение РМ при незначительной разнице температур с окружающей средой. Таким условиям охлаждения удовлетворяют лишь РМ с регулируемым воздушным охлаждением, которые наиболее просто получить конвертацией двигателей воздушного охлаждения.

Оценка массогабаритных показателей КЭУ производилась для $p_{q1} = 17$ бар. При таком p_{q1} среднее индикаторное давление в дизеле СПД составляет 17–19 бар, что соответствует среднеоборотным дизелям. Отсечка (наполнение) ОРМ принята равной 0,5 от рабочего

объёма цилиндра, при этом давление перед ТК соответствует их условиям работы в серийных дизелях. Рост мощности при дальнейшем увеличении отсечки не превышает 25% (при максимальной частоте вращения вала ОРМ).

Объём и масса ОРМ зависят от давления рабочего тела на входе, быстроходности и глубины регулирования по крутящему моменту. ОРМ может быть существенно быстроходней соответствующих кривошипных ДВС, как по условиям организации рабочего процесса, так и из условия равного ресурса (отсутствует холостой ход).

Запас крутящего момента КЭУ при фиксированной отсечке (обеспечивается за счёт СПД) составляет не менее 2,63 для $p_{q1} = 17$ бар и снижается с ростом p_{q1} . За счёт регулирования отсечки увеличивается запас крутящего момента, но пропорционально уменьшается тяговая мощность (растёт удельная масса). При требуемом запасе крутящего момента более 4–6 необходима двухступенчатая коробка перемены передач, что позволяет уменьшить объём и массу ОРМ в 1,5–4 раза в зависимости от требуемого запаса крутящего момента. Для легкового автомобиля в условиях городского движения включение первой передачи не требуется. Кратковременное (в зависимости от объёма ПА) увеличение в два раза мощности и запаса крутящего момента обеспечивается за счёт сжатого воздуха. В этом случае не требуется пере-

размеривать первичный двигатель по условиям разгона.

В случае однорежимных СУ при конвертации ДВС воздушного охлаждения в ОРМ необходимо:

- исключить самопроизвольное открытие впускных клапанов;
- изменить фазы (профиль кулачков) газораспределения;
- убрать избыточные агрегаты и системы.

Основные показатели КЭУ с ОРМ на базе существующих ДВС приведены в таблице, из которой следует, что удельная масса КЭУ с ДВС воздушного охлаждения в качестве РМ снижается относительно этих ДВС на 30–60% для авиационных двигателей и не менее 50% для тракторных (без учёта снижения установленной мощности первичного двигателя в КЭУ). Зависимость удельной мощности от p_{q1} имеет характер, близкий к линейному, с коэффициентом пропорциональности, близким к 1 (0,95–1,08). При $p_{q1} = 25$ бар среднее индикаторное давление в дизеле СПД достигает 30 бар (при $\alpha \geq 2,8$), а удельная масса соответственно снижается. Применением бескомпрессорных СПД и турбин удельная масса КЭУ снижается до уровня авиационных ГТД, а с учётом уменьшения запаса топлива (расход топлива на 30% меньше) ещё больше. С учётом современных решений мощность газотурбовоза ГТ-101 [7] могла бы составить 20 МВт в секции. Впрыском воды длительную мощность КЭУ можно увеличить на 60%.

Таблица

Марка ДВС	Номинальная мощность, кВт	Удельная масса, кг/кВт	КЭУ с ОРМ однократного действия		КЭУ с ОРМ двойного действия	
			Номинальная мощность, кВт	Удельная масса, кг/кВт	Номинальная мощность, кВт	Удельная масса, кг/кВт
Д144	44,1	8,5	187	4,47	308	2,78
8ДВТ	272	9,56	718	4,82	–	–
Отсек 2V90	68	–	–	–	291	–
В-248,2/7,8	8,8	9,66	45	–	74,9	–
ТМЗ-450Д-04	8	6,25	–	–	101 (2V90)	–
М14П	265*	0,808	550	0,545	910	0,352

* Кратковременная максимальная (взлётная) мощность авиационного двигателя, которая на 25% выше номинальной.

Для наземных транспортных КЭУ требуется рекуперативное торможение и регулирование фаз газораспределения. По условиям вписывания в моторное отделение транспортного средства, при существенном упрощении конструкции наибольший интерес представляют ОРМ двойного действия, выполненные по схеме 2V90 (двухцилиндровая V-образная ОРМ с углом развала 90°). В этом случае обеспечивается непрерывный тяговый момент на колесе с нулевых оборотов, а запас крутящего момента 2,6–5 позволяет убрать коробку передач или её упростить. Конструктивно такая ОРМ легко конвертируется в звездообразную схему с количеством цилиндров до девяти, что обеспечивает пропорциональное увеличение мощности при высокой степени унификации. В этом случае удаётся существенно улучшить весь комплекс показателей стационарных и транспортных СУ различного назначения. Так как давление перед РМ значительно ниже p_{max} в двигателе и отсутствует сгорание, рационально выполнить

РМ двойного действия с дифференциальным поршнем, чтобы не увеличивать габарит вводом крейцкопфа и применить подшипники качения. Последнее в сочетании с гидропневматическим приводом клапанов и электронным управлением позволяет существенно повысить механический КПД ОРМ по сравнению с дизелем.

Установленную мощность первичного двигателя в КЭУ можно уменьшить в зависимости от назначения КЭУ. По опыту эксплуатации автобусов с гидропередачей, мощность первичного двигателя уменьшалась на 31–39%, что позволяет снизить стоимость КЭУ. У маневрового локомотива время работы дизеля с загрузкой более 50% номинальной мощности не превышает 5% общего времени работы дизеля. Поэтому установленную мощность СПД можно уменьшать до 50%. Необходимый объём пневмоаккумуляторов определяется по максимальной длительности режимов в диапазоне 50–100% тяговой мощности; из условия полной рекуперации энер-

гии торможения или обеспечения заданной длительности «зелёного» режима, когда в пределах санитарной зоны или в закрытом помещении КЭУ работает только на сжатом воздухе.

На рис. 2 и 3 приведены различные виды СПД 1МП120, номинальная мощность которого составляет 400 кВт (в форсированном режиме 800–1000 кВт с соответствующей потерей ресурса). Массу СПД (420 кг) применением лёгких сплавов можно снизить до 220 кг. СПД предназначен для КЭУ номинальной мощностью от 400 до 3200 кВт, в зависимости от количества СПД и типа РМ.

При оценке экономичности КЭУ с СПД необходимо учитывать все составляющие эксплуатационных затрат, в частности эксплуатационный КПД и цену топлива, причём отпадает необходимость в производстве жидких топлив из газов, так как СПД обеспечивают наиболее эффективную работу на газе с воспламенением от сжатия. Воспламенение метана и водорода от сжатия требует высокой степе-

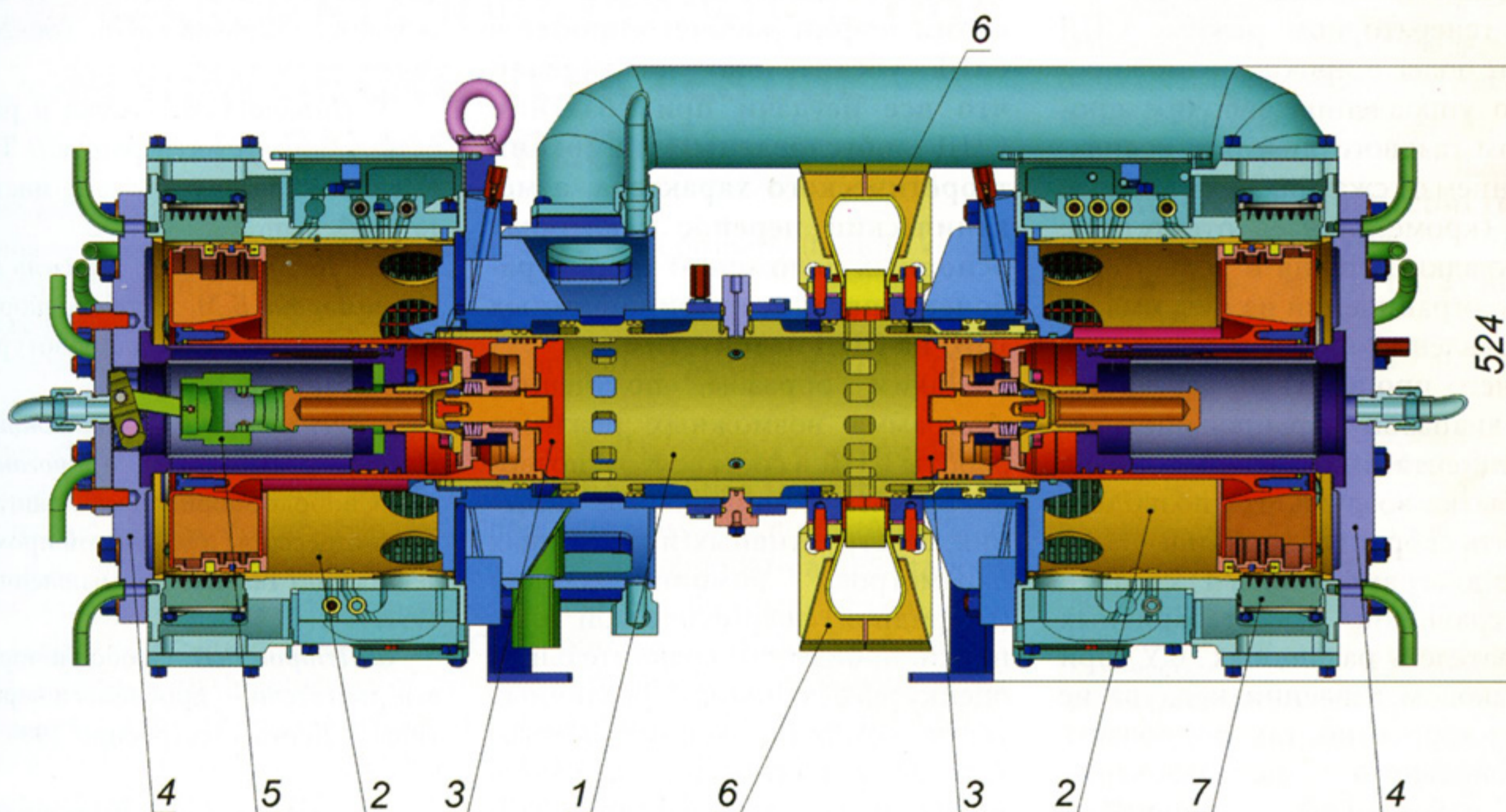


Рис. 2. Продольный разрез СПД 1МП120

1 — дизель, 2 — двухступенчатый поршневой компрессор, 3 — поршень, 4 — буферная крышка с вытеснителем, 5 — механизм запуска с упора, 6 — выпускные патрубки, 7 — автоматические клапаны.

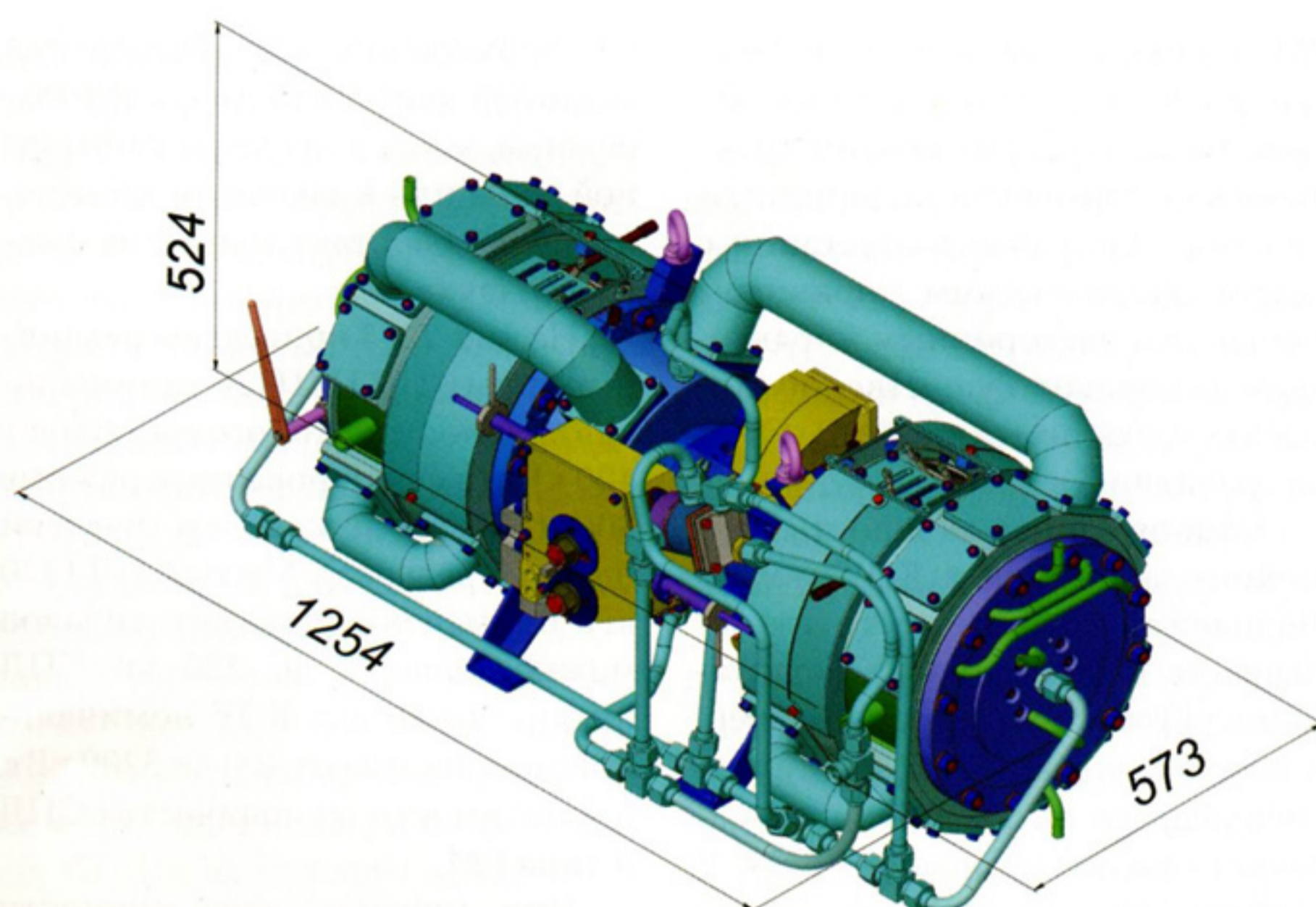


Рис. 3. Общий вид СПД 1МП120

ни сжатия, при которой давление конца сжатия составляет не менее 18 МПа. В этом случае p_{max} не может быть ниже 21–22 МПа, а на номинальном режиме может достигать 28–36 МПа. Традиционные ДВС не могут работать с таким максимальным давлением цикла, они допустимы только в СПД.

В генераторном режиме СПД имеют более широкие возможности по управлению рабочим процессом газового дизеля с воспламенением от сжатия. Здесь важную роль (кроме случаев отсутствия: перекладки поршня и колец в зазорах, ограничений на максимальное давление цикла и жёсткость рабочего процесса) играет широкий диапазон варьирования коэффициентами остаточных газов и избытка воздуха, что позволяет снизить скорости сгорания.

Из диаграммы (рис. 1) следует, что сравнение массогабаритных показателей различных СУ при одинаковом давлении наддува не всегда корректно, так как область рационального использования КЭУ, работающей в генераторном режиме, лежит по давлению наддува существенно выше, чем у кривошипных дизелей. Сравнение же показателей при одинаковых

коэффициенте избытка воздуха для сгорания и доле потеряннoго хода по окнам вообще лишено смысла, так как массогабаритные показатели СПД в генераторном режиме от этих параметров не зависят [6], что, кстати, существенно упрощает доводку.

Современный уровень развития теории рабочего процесса СПД убедительно доказывает, что все неудачи при создании СПД обусловлены ошибками теоретического характера, а механический перенос некоторых основных положений теории рабочего процесса кривошипных ДВС на СПД недопустим.

Таким образом, полученная диаграмма возможных режимов работы СПД в составе КЭУ позволяет найти рациональные значения конструктивных и режимных параметров комбинированной (гибридной) энергетической установки, произвести сравнительную оценку эффективности различных типов комбинированных энергоустановок и объяснить причины многих неудач при создании СПД. К числу наиболее существенных ошибок относятся:

— необоснованный выбор параметров номинального режима;

— переход на постоянный ход поршня с форсированием дизеля СПД;

— завышенное отношение диаметров компрессорного и дизельного поршней;

— нерациональная схема газообмена;

— нерациональный выбор расширительной машины.

Область на диаграмме правее кривой 3 и выше кривой 6 представляет перспективу для освоения двигателестроением.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Петров П.П., Савенков А.М., Лапушкин Н.А.* Разработка перспективных силовых установок транспортного назначения, работающих на альтернативных топливах // Сб. научных трудов по материалам Международной конф. «Двигатель–2007», посвящённой 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. М., 2007. С. 43–49.

2. *Петров П.П.* Моделирование рабочего процесса силовой установки с безвальным генератором газа на ЭЦВМ // Двигатели внутреннего сгорания. Харьков, 1976. Вып.24. С. 75–83.

3. *Погодин С.И.* Теория и расчёт безвального мотогенератора // Труды Научно-исследовательского института. 1959. Вып. 7.

4. *Кошкин В.К., Майзель Л.М., Черномордик Б.М.* Свободнопоршневые генераторы газа для газотурбинных установок. М., 1963.

5. *Васильев Ю.Н., Ксенофонтов С.И., Стрелков В.П., Строганов Е.К.* Свободнопоршневые двигатели — компрессоры для газовой промышленности // Газовая промышленность. 1992. № 2. С. 17–18.

6. *Петров П.П.* Свободнопоршневые двигатели — проблемы и перспективы // Двигателестроение. 1988. № 4. С. 3–5.

7. Газотурбовоз ГТ-101 мощностью 3000 л.с. со свободнопоршневыми генераторами газа и гидравлической передачей. Луганск, 1961.