

K-183

ГАЗООБМЕН И НАДДУВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

(ИССЛЕДОВАНИЯ И ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ)

С. В. КАМКИН

4517508

БИБЛИОТЕКА
Научно-исследовательского института
инженеров водного транспорта



ИЗДАТЕЛЬСТВО «СУДОСТРОЕНИЕ» • ЛЕНИНГРАД • 1972

В книге обобщены исследования по газообмену и наддуву малооборотных двухтактных дизелей судов морского флота. Кратко рассматриваются применяемая аппаратура и результаты измерения нестационарных давлений, температуру и состава газа в характерных сечениях продувочно-выпускного тракта дизелей в эксплуатационных условиях.

На основе расчетно-экспериментального метода анализируется развитие процессов очистки — наполнения цилиндров, изменение и использование энергии выпускных газов при газотурбинном и комбинированном наддуве. Указывается, что наиболее распространена организация газообмена по трехстадийной схеме: вытеснение, частичное и в последней трети полное перемешивание. Максимум заряда воздуха в цилиндре достигается еще до закрытия выпускных органов. Уменьшение заряда к началу сжатия составляет 15% при неуправляемом выпуске и 3—5% при управляемом. Потери располагаемой энергии газов за фазу свободного выпуска оцениваются в 50% в схемах прямоточно-клапанного и в 38% контурного газообмена.

Приведена классификация систем наддува и выявлены особенности их работы на эксплуатационных режимах, показаны преимущества последовательно-параллельного наддува с байпасируемыми подпоршневыми насосами. Значительное место отводится вопросу согласования характеристик двигателя, турбокомпрессора и расчетам параметров наддува на частичных режимах.

На примерах устранения заброса газов, улучшения характеристик турбонаддува и рабочего процесса показаны пути повышения надежности и срока службы судовых дизелей.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников, специализирующихся в области проектирования и испытаний судовых дизелей.

Таблиц 14. Иллюстраций 98. Библиография — 69 названий.

Научный редактор к. т. н. НИКОЛАЙ НИКОЛАЕВИЧ КНЯЗЕВ

Рецензенты: к. т. н. ОЛЕГ ГРИГОРЬЕВИЧ КРАСОВСКИЙ

и к. т. н. ЭРНЕСТ ЛЕОНИДОВИЧ МЫШИНСКИЙ

СЕРГЕЙ ВАСИЛЬЕВИЧ КАМКИН

ГАЗОБМЕН И НАДДУВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Редактор Г. Ф. Мощенко

Художественный редактор Н. Ф. Шакуро

Технический редактор Р. К. Чистякова

Корректор Л. Г. Шемякова

Оформление переплета художника Б. Н. Осенчакова

Сдано в набор 12/1 1972 г. Подписано к печати 23/V 1972 г. М-12093. Формат издания 60×90¹/₁₆. Печ. л. (вкл. вклейку) 12,84. Уч.-изд. л. 14. Изд. № 2528—70. Тираж 2800

Цена 81 коп. Зак. 124. Бумага типографская № 2.

Издательство «Судостроение» 191065, Ленинград, ул. Гоголя, 8.

Ленинградская типография № 4 Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете Министров СССР, 196126, Ленинград, Социалистическая, 14.

Предисловие	3
Условные обозначения	5
Глава I. Аппаратура и методика экспериментального исследования систем газообмена и наддува малооборотных судовых дизелей	6
§ 1. Индицирование давлений в цилиндрах и газозоудных трактах	—
§ 2. Измерение нестационарных температур выпускных газов	10
§ 3. Определение состава газа в выпускных трактах	20
Глава II. Исследование процессов газообмена в малооборотных судовых дизелях	26
§ 4. Метод исследования газообмена по опытным данным	27
§ 5. Анализ процессов очистки—наполнения	41
§ 6. Некоторые особенности протекания газообмена на режимах малого хода	55
§ 7. Заброс газов и его влияние на нагарообразование и надежность работы дизеля	61
§ 8. Улучшение газообмена двигателей МАН К9Z 70/120 А5	65
Глава III. Исследования систем наддува малооборотных судовых дизелей	69
§ 9. Общие требования и классификация систем наддува	—
§ 10. Исследование процессов в системе наддува двигателя Бурмейстер и Вайн 684 VT2BF-180 (6ДКРН 84/180)	76
§ 11. Исследование процессов в системе наддува двигателя Сторк Hotl ₀ 8×75×160 (8ДКРН 75/160)	86
§ 12. Исследование процессов в системе наддува двигателя Зульцер 6RD76 (6ДКРН 76/155)	94
§ 13. Исследование процессов в системе наддува двигателя Гетаверкен DM 760/1500 VGS7U (7ДКРН 76/150)	101
§ 14. Исследование процессов в системе наддува двигателя МАН К9Z 70/120 А5 (9ДКРН 70/120)	107
Глава IV. Использование энергии выпускных газов при наддуве	115
§ 15. Располагаемая энергия выпускных газов	118
§ 16. Действительная энергия газов и показатели эффективности турбонадува	130
§ 17. Изменение показателей системы наддува и мощности агрегатов наддува на различных режимах	138
Глава V. Характеристики систем наддува судовых дизелей	143
§ 18. Определение условий энергетического и массового балансов системы наддува на расчетном режиме	144
§ 19. Приближенный метод расчета гидравлических характеристик продувочно-выпускного тракта	153
§ 20. Построение и анализ характеристик систем наддува	164
§ 21. Порядок расчета характеристик и параметров наддува на различных режимах	179
§ 22. Повышение эффективности турбонадува судовых дизелей МАН КZC в эксплуатационных условиях	186
Литература	198

Развитие конструкций и улучшение показателей двухтактных малооборотных дизелей в значительной мере определяется совершенствованием процессов газообмена и наддува. Методы их исследования содержат категории, раскрывающиеся в эксперименте на моделях и опытных отсеках. Особенно ценными для теории и практики судового дизелестроения являются опытные данные по газообмену и наддуву, получаемые на полноразмерных двигателях. Например, несомненный интерес представляет динамика развития процессов газообмена в цилиндре с действительными размерами впускных, выпускных органов и установленными фазами газораспределения. Не менее важная задача — раскрытие связей процессов очистки — наполнения с использованием энергии выпускных газов для наддува двигателей. Эти вопросы рассматриваются в книге на основе общего расчетно-экспериментального метода исследования систем газообмена и наддува.

Материалы исследований были положены в основу опытно-конструкторских работ по переоборудованию судовых дизелей на ряде теплоходов морского флота. В связи с этим в книге дается краткое описание мероприятий, позволивших устранить заброс газов, нагарообразования и пожары в продувочных поясах цилиндров двигателей МАН K9Z 70/120 A5 и обеспечить более высокие технико-эксплуатационные показатели при оборудовании двигателя последовательно-параллельной схемой наддува.

В книге также уделяется внимание вопросам согласования характеристик турбокомпрессоров и двигателя, анализу и расчету режимных характеристик систем наддува. Эта сторона работы систем наддува менее изучена и недостаточно освещена в литературе. Вместе с тем на примерах переоборудования систем наддува судовых дизелей МАН в книге показаны большие возможности улучшения показателей двигателей путем оптимального согласования характеристик во всем диапазоне эксплуатационных режимов.

Экспериментальные данные получены автором в ходе исследований главных двигателей на судах. Активное участие в этих работах принимали инженеры Б. В. Зверев, Ю. А. Орехов, к. т. н. В. А. Петухов.

Работы по переоборудованию двигателей на судах выполнены кафедрой ДВС ЛВИМУ им. адм. С. О. Макарова совместно с Балтийским ЦПКБ и пароходствами.

Отзывы на книгу просим присылать по адресу: 191065, Ленинград, ул. Гоголя, 8, издательство «Судостроение».

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

F — сечение, м²:

$F_{\text{п}}$ — продувочных окон
 $F_{\text{г}}, F_{\text{тр}}$ — выпускного трубопровода за выпускными органами и перед турбиной
 $F_{\text{экв}}, F_{\text{т}}$ — эквивалентные сечения цилиндров и турбины

J — масса, кг:

$J_{\text{ц}}$ — газов в цилиндре
 $J_{\text{р}}$ — продуктов сгорания в цилиндре
 $J_{\text{с}}$ — воздуха, подаваемого в цилиндр
 $J_{\text{цс}}$ — воздуха в цилиндре

G — массовый расход, кг/с:

G — топлива на двигатель
 $G_{\text{с}}$ — воздуха через продувочные окна
 $G_{\text{в}}$ — газов через выпускные органы
 $G_{\text{к}}$ — воздуха через компрессор
 $G_{\text{т}}$ — газов через турбину
 $G_{\text{пн}}$ — воздуха через приводной нагнетатель

V — объемный расход и объем, м³/с, м³:

$V_{\text{с}}$ — рабочий объем цилиндра двигателя
 $V_{\text{пн}}$ — рабочий объем цилиндра приводного нагнетателя
 $V_{\text{вп}}$ — впускного трубопровода
 $V_{\text{г}}$ — выпускного трубопровода
 $V_{\text{к. пр}}, V_{\text{пн. пр}}$ — приведенные расходы воздуха через компрессор и приводные нагнетатели

H — адиабатная удельная работа, Дж/кг:

$H_{\text{к}}$ — в компрессоре
 $H_{\text{пн}}$ — в приводном нагнетателе
 $H_{\text{т}}$ — в турбине

Φ, E, N — располагаемая энергия газов и мощность, Дж, кВт:

$\Phi_{\text{ц}}, E_{\text{ц}}$ — в цилиндре
 $\Phi_{\text{г}}, E_{\text{г}}$ — в выпускном трубопроводе
 $\Phi_{\text{т}}, E_{\text{т}}$ — перед турбиной
 $N_{\text{т}}$ — турбины
 $N_{\text{к}}$ — компрессора

p и T — давление и температура, Н/м², К:

p_0, T_0 — воздуха на входе в компрессор
 $p_{\text{опн}}, T_{\text{опн}}$ — воздуха на входе в приводной нагнетатель
 $p_{\text{к}}, T_{\text{к}}$ — воздуха на выходе из компрессора
 $p_{\text{с}}, T_{\text{с}}$ — воздуха перед впускными органами
 $p_{\text{г}}, T_{\text{г}}$ — газов за выпускными органами
 $p_{\text{т}}, T_{\text{т}}$ — газов перед турбиной
 $p_{\text{от}}, T_{\text{от}}$ — газов за турбиной
 $p_{\text{ц}}, T_{\text{ц}}$ — газов в цилиндре
 $T_{\text{ц. в}}$ — газов в цилиндре у выпускных органов

§ 1**Индицирование давлений в цилиндрах и газоздушных трактах**

Для исследования процессов газообмена в цилиндрах, газодинамических явлений во впускных и выпускных трактах применяют различные электрические индикаторы, позволяющие записывать на осциллограмму циклические изменения давлений, а также стробоскопические (точечные) индикаторы давления. Распространенным прибором стробоскопического типа является электропневматический индикатор МАИ-2. Его отличительная особенность — высокая точность измерения. Однако некоторая сложность монтажа и невозможность одновременной записи нескольких процессов затрудняют его использование в судовых условиях. Выгодно отличается в этом отношении осциллографирование давлений электрическими индикаторами. Синхронная запись нескольких параметров позволяет наиболее полно характеризовать основные процессы и сопутствующие им явления, что представляет определенную ценность для анализа состояния, движения газа и расчета показателей газообмена и наддува.

Выбор типа датчиков, измерительной схемы зависит от задачи исследования, частоты процесса изменения давления и условий проведения эксперимента. Например, для характеристики процесса газообмена в цилиндре на осциллограмму желательнее одновременно записывать давление воздуха перед впускными органами p_s , газов в цилиндре p_c и за выпускными органами p_r . Процессы за выпускными органами, перед турбиной и за турбиной анализируются на основании статического и полного давления газа, температуры потока и температуры торможения.

Наиболее просто запись давления осуществляется в воздушных ресиверах двигателя. Высокочастотные колебания, возбуждаемые периодичностью поступления воздуха из диффузора компрессора и вибрацией стенок ресивера, не представляют интереса для изучения газообмена и не определяют характеристику датчиков давления. Периодические же перетекания воздуха в цилиндры при продувке и неравномерная его подача дополнительными нагнетателями вызывают незначительные колебания давления в ресивере. Опыт показывает, что для записи этих давлений на малооборотных двигателях могут быть использованы поршневые индикаторы с цилиндрической пружи-

ной и реохордной приставкой [20]. Простота обслуживания, тарирования и отсутствие усилительных устройств делают их удобными для осциллографирования давлений в ресивере в судовых условиях. Однако низкая частота собственных колебаний подвижной системы поршневого индикатора ($50-70 \text{ с}^{-1}$) ограничивает область их применения.

Изучение стабильности показаний различных тензометрических датчиков для низких (до $3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$) и высоких (до $100 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$) дав-

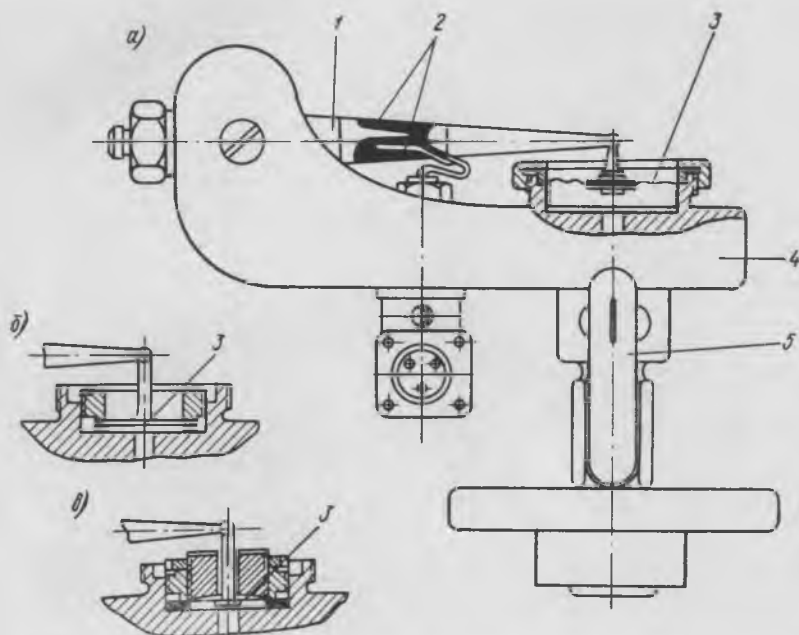


Рис. 1. Тензометрический датчик давления со стержневой пружиной

1 — стержневая пружина; 2 — тензометры; 3 — мембрана; 4 — корпус; 5 — кран

лений показало, что для малооборотных двигателей рациональной следует считать конструкцию тензометрического датчика на базе стержневого индикатора давления (рис. 1). Усилие от давления газа на мембрану передается через жесткий центр стержневой пружине. В плоскости деформации пружины наклеены тензометры с базой 20 мм и сопротивлением 144 Ом. Тензометры воспринимают деформации противоположного знака и включаются в плечи тензометрического усилителя ТА-5. Для записи давлений во впускном и выпускном трактах используются гофрированные мембраны из бериллиевой бронзы диаметром 30 мм и толщиной 0,1 мм (рис. 1, а), а в цилиндре — стальные плоские мембраны диаметром 20 мм и толщиной 0,75 мм (рис. 1, б). Необходимые масштабы обеспечиваются при коэффициенте усиления станции 1—0,5 и использовании вибраторов типа V. Статическое тарирование датчиков до $3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ осуществляется грузами на образцовом поршневом манометре, свыше $3 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ — по образцовому пу-

жинному манометру. Тарировочные графики для этих мембран имеют линейный характер (рис. 2).

Собственная частота колебаний k датчика с мягкой мембраной составляет около 2000 с^{-1} (рис. 3). Сравнение с частотой изменения давления в цилиндре и в выпускном трубопроводе показывает, что $k < \omega$. Для синусоидального закона изменения давления круговая частота процесса

$$\omega = \frac{180\pi n}{\varphi},$$

где n — частота вращения вала, с^{-1} ;

φ — угол поворота вала в градусах, на котором фиксируется наибольшее изменение давления как на четверти синусоиды.

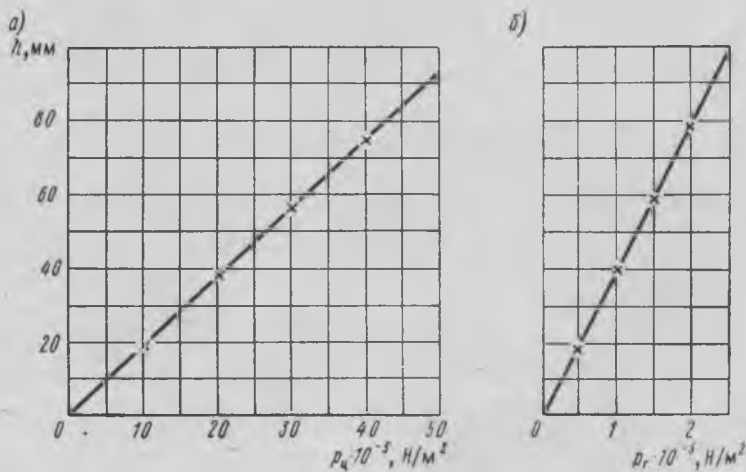


Рис. 2. Тарировочные графики для измерения давления в цилиндре (а) и на выпуске (б)

Тогда максимальные частоты изменения давления, например, для двигателя Зульцер 6RD76, составляют:

$$\omega = \frac{180 \cdot 3,14 \cdot 1,96}{11} = 100 \text{ с}^{-1} \text{ — для участка нарастания импульса давления газа в выпускном трубопроводе;}$$

$$\omega = \frac{180 \cdot 3,14 \cdot 1,96}{14} = 80 \text{ с}^{-1} \text{ — для участка нарастания давления от } p_c \text{ до } p_z \text{ в период сгорания и на участке спада давления от } p_b \text{ до } p_s \text{ в период свободного выпуска.}$$

Для других малооборотных дизелей величина ω не выходит за пределы этих значений. В работе [38] показано, что при отношении частот $\omega/k \leq 0,1$ и любой степени затухания системы амплитудная погрешность будет меньше 1%, фазовая — меньше 3%. Следовательно, при использовании тензометрических датчиков со стержневой пружи-

ной их собственные колебания можно не принимать в расчет для рассматриваемых случаев изменения давления. Поршневые индикаторы такими свойствами не обладают. Сравнение кривых давлений газов в выпускном тракте и в цилиндре, записанных этими двумя типами датчиков, показало, что при использовании поршневого индикатора амплитудные отклонения могут достигать 5%, а запаздывание по фазе 2° п. к. в.

Наибольшие технические трудности возникают при записи давления в цилиндре в период газообмена. При установке датчика на индикаторном кране предусматривается ограничение прогиба мембраны специальным упором (рис. 1, в), когда давление в цилиндре превысит величину p_b . Однако в этом положении мембрана подвержена действию давления p_z и толщина ее составляет 0,25 мм, что несколько снижает чувствительность датчика и масштаб давления. Кроме того, из-за превышения давления p_b над давлением $p_{ц}$ в период продувки приходится задавать два ограничения прогиба мембраны. В верхнем положении упора, допускающем больший прогиб мембраны, датчик настраивается на давление p_b , в нижнем — на давление $p_{ц}$. Осциллограмма для определения давления p_b снимается отдельно. Давление $p_{ц}$ записывается одновременно с давлениями p_s и p_r . Ограничение прогиба мембраны устанавливается на прессе. Перед тарированием стабильность показаний датчика проверяют многократным нагреванием на стенде и на двигателе.

Запись давления $p_{ц}$ в период газообмена упрощается, если канал перекрывается поршнем и высокие давления не передаются датчику. Однако установка датчика в нижней части цилиндра (см. рис. 33) не всегда возможна по конструктивным соображениям.

Тензометрический датчик со стержневой пружиной является универсальным прибором. Сменные пружины дают возможность изменять его чувствительность в нужных пределах. Стабильность записи диаграмм, надежность и простота устройства позволяют широко использовать его при исследовании процессов в системах газообмена и надува судовых малооборотных дизелей.

Для определения кинетической составляющей энергии потока газа производится запись полного p_t^* и статического давления p_t газа перед турбиной, например, с использованием трубки Прандтля и тензометрических датчиков с кольцом в качестве чувствительного элемента [35]. Трубка Прандтля в стандартном исполнении из-за малого сечения двух боковых отверстий диаметром 1 мм дает значительные искажения записи статического давления на осциллограмму (рис. 4, а). Увеличение числа отверстий до восьми позволяет полностью устра-

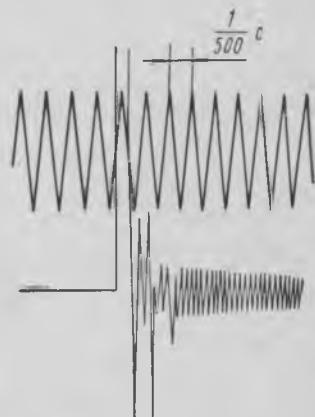


Рис. 3. Собственная частота колебаний датчика давлений с мягкой мембраной

нить влияние дросселирования при записи статического давления (рис. 4, б). Средняя разность планиметрических давлений p_T^* и p_T по осциллограммам практически совпадает с величиной этой разности, определяемой по дифференциальному манометру ($\Delta p_{T, \text{ср}} = 0,043 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ на режиме полного хода двигателя МАН К9Z 70/120А5). На основа-

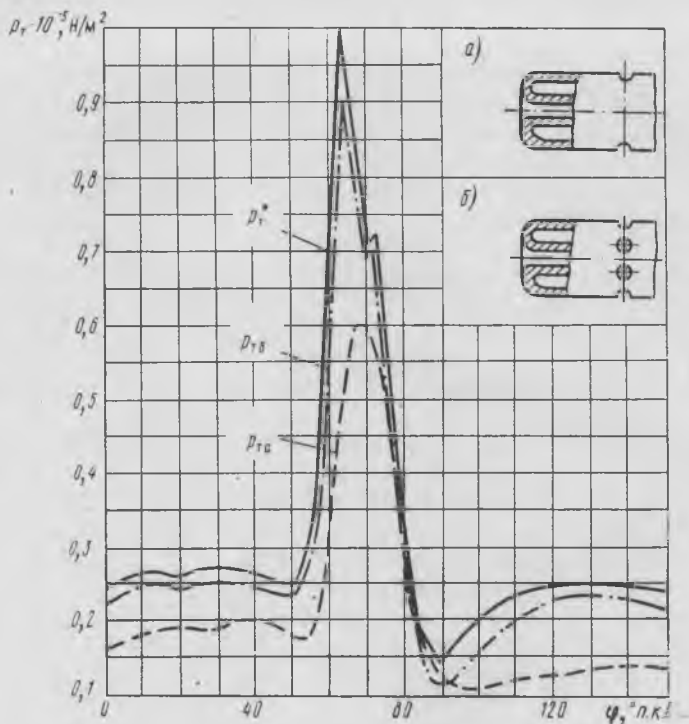


Рис. 4. Запись статического p_T и полного p_T^* давлений газа трубкой Прандтля перед турбиной

нии измерений давлений p_T^* и p_T могут быть оценены скорости газа в данной точке сечения. Из-за сложности формы сечений и каналов подвода газа к турбине таких показаний недостаточно для вычисления расхода газа через турбину. Однако эти данные могут быть использованы для определения относительного расхода газа, что при известном среднем его расходе дает возможность построить кривую $G_T = f(\varphi)$ (см. § 14).

§ 2

Измерение нестационарных температур выпускных газов

Применение газотурбинного наддува способствовало развитию методов измерения мгновенных температур газа в выпускных трактах дизелей. Анализ работ в этой области показывает,

что наиболее надежные и близкие к реальным результаты получаются путем записи на осциллограмму показаний термометров сопротивления из тонких измерительных нитей. Разработаны и теоретически обоснованы способы измерения температур одной [31], двумя [23] и тремя проволоками [35]. Отмечается целесообразность для определенных условий (например, при исследовании малооборотных дизелей) использования способа одной проволоки малого диаметра [31].

Для измерения температуры газа по способу одной проволоки применяют [42], [59] нити диаметром от 0,008 до 0,019 мм.

Рассмотрим некоторые особенности применения этого способа, обуславливаемые размерами трубопроводов, характером потока, условиями размещения термоприемников на двигателе и т. д. Пути выбора диаметра и длины нити показаны в работе [31]. Для широкого диапазона скоростей потока и чисел Рейнольдса точность измерения температуры одной проволокой диаметром 0,010 — 0,008 мм может составлять 3—5%, что достаточно для практических расчетов показателей газообмена и наддува. Способность тонкой проволоки противостоять разрыву от воздействия потока газов достигается уменьшением ее рабочей длины до 6—7 мм. При этом погрешность измерения температуры из-за теплообмена с державками даже при малых скоростях потока (около 5 м/с) не превышает 3%. Имеет также значение выбор материала проволоки. Обычно используется проволока из вольфрама, предел текучести которого в три раза больше платиноидиевого сплава.

Для измерения температуры газа в выпускных трубопроводах судовых дизелей в ЛВИМУ им. адм. С. О. Макарова применялись термоприемники с диаметром нити 0,026 и 0,008 мм, длиной соответственно 20 и 6 мм. В дальнейшем будут приведены опытные кривые, записанные двумя нитями. Возможность не делать существенного различия между этими кривыми была проверена путем одновременных измере-

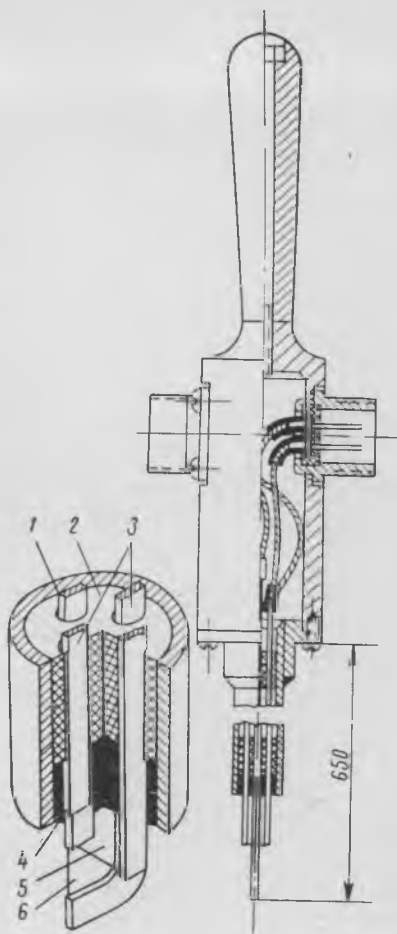


Рис. 5. Термоприемник для записи мгновенных температур газа

1 — корпус; 2 — жаропрочный фарфор; 3 — никелевые электроды; 4 — огнеупорная обмотка; 5, 6 — вольфрамовые нити диаметром 0,008 и 0,026 мм

ний температуры газа термодатчиком с двумя нитями: одна — диаметром 0,026 мм, длиной 9,5 мм, другая — диаметром 0,008 мм, длиной 6 мм. Размещение их на головке термодатчика и его общий вид показаны на рис. 5. Длина термодатчика 650 мм, диаметр 12 мм, диаметр защитного кожуха 15 мм. Корпус изготовлен из жаростойкой стали 1Х18Н9Т, а электроды выполнены из никелевой ленты толщиной 1 мм и изолированы по всей длине термодатчика. Нити к электродам крепятся сваркой конденсаторной сварочной машиной при напряжении 110—120 В. В качестве сварочного материала использовались медные электроды.

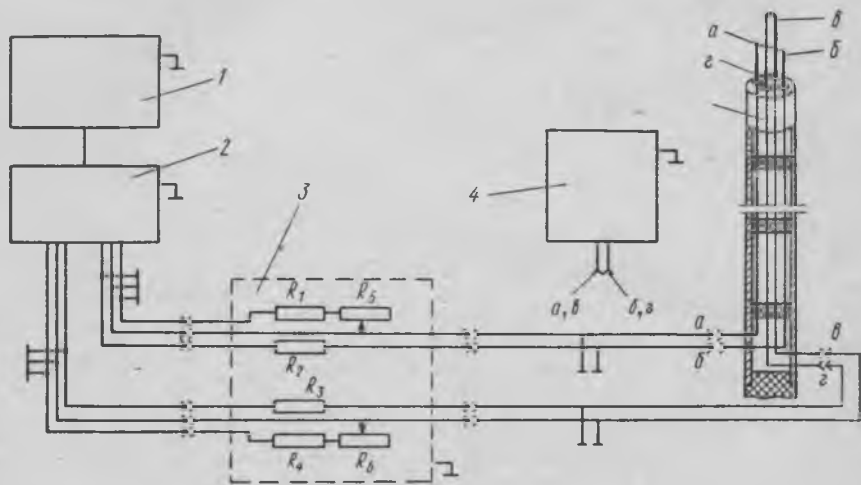


Рис. 6. Структурная схема включения двухпроводного термодатчика
 1 — осциллограф Н-102; 2 — тензостанция ТА-5; 3 — добавочные сопротивления: $R_1 = R_2 = R_3 = R_4 = 2000$ Ом, $R_5 = R_6 = 5$ Ом; 4 — магазин сопротивлений Р-517

Приварка к электродам тонких нитей является трудной операцией. В судовых условиях она усложняется вибрациями корпуса и монтажного стола, а также повышенной влажностью. В первых конструкциях нити обычно зажимали в медных электродах или с помощью винта. Для дальнейших исследований целесообразно применять специальный монтажный стол, который позволил бы обеспечить фиксированную установку нити и точное движение электрода. Нужная оперативность в проведении замеров может быть также достигнута использованием сменных головок с ранее приваренными нитями.

После приварки нити отжигают в потоке газа в течение 5—10 циклов и проверяют их начальное сопротивление. Если оно изменилось, нить заменяют. Термодатчик считается пригодным для записи температур газа, если после двух-трех контрольных замеров начальное сопротивление нитей сохраняется неизменным. Такой контроль производится в процессе работы по совпадению луча с нулевой линией при охлаждении нитей до исходной температуры.

На рис. 6 показана структурная схема включения термодатчика

при использовании в качестве усилителя тензометрической станции ТА-5. Для получения линейной характеристики в обоих плечах на входе в усилитель установлены дополнительные сопротивления ($R = 2000 \text{ Ом}$) с бифилярной намоткой манганиновой проволоки (класс точности 0,2).

Большое внимание уделяется экранированию всей измерительной аппаратуры. Нарушение экранировки на любом участке схемы вызывает появление помех.

Запись на осциллограмму производится вибраторами типов IV и V. Для настройки и балансировки схемы используются более чувствительные вибраторы типов VIII и IX при коэффициентах усиления станций 5 или 10.

В основном тензостанция работает с коэффициентом усиления 10, при котором максимальной температуре газа 900—1000 К соответствует отклонение луча на экране осциллографа около 80 мм.

Тарирование схемы осуществляется методом замещения нитей. При рабочем усилении тензостанции и вибраторах VIII—IX типов изменением дополнительного сопротивления R_5, R_6 (рис. 6) и регулированием активной составляющей моста станций устанавливают баланс.

Затем вибратор заменяют на рабочий (IV—V типов). Термоприемник замещают магазином сопротивлений P-517 класса 0,05 и измеряют начальное сопротивление нити R_0 при фиксированной наружной температуре T_0 . Величина R_0 при отклонениях T_0 и длины нити от средних значений составляет: 1,25—1,3 Ом — для нити диаметром 0,026 мм и 7,97—8,04 — для нити диаметром 0,008 мм. Далее производится электрическое тарирование схемы по отклонению луча на экране осциллографа при изменении сопротивления через 2 Ом для нити диаметром 0,026 мм и через 3 Ом для нити диаметром 0,008 мм.

Рабочие тарировочные графики $h = f(T)$ (рис. 7) построены на основании зависимости $\frac{R_T}{R_{293}} = 1 + 0,00384(T - 293)$ — для тем-

пературы до 510 К и $\frac{R_T}{R_{293}} = 1 + 0,00422(T - 314)$ — для температуры свыше 510 К, где R_T — сопротивление нити при рабочей температуре; R_{293} — начальное сопротивление нити при $T = 293 \text{ К}$.

Зависимости $\frac{R_T}{R_{293}} = f(t)$ (рис. 8) получены на БМЗ [42] при тарировании вольфрамовой проволоки в среде аргона. Химический состав проволоки соответствует нити диаметром 0,026 мм.

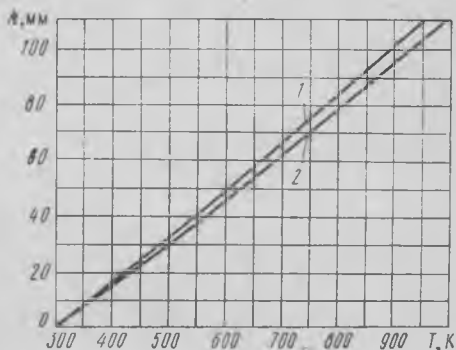


Рис. 7. Рабочие тарировочные графики
1 — для нитей диаметром 0,026 мм ($R_{293} = 1,3 \text{ Ом}$, $R_{213} = 1,25 \text{ Ом}$); 2 — для нитей диаметром 0,008 мм ($R_{293} = 7,9 \text{ Ом}$, $R_{293} = 7,6 \text{ Ом}$)

С учетом возможности влияния химического состава вольфрамовой проволоки диаметром 0,008 мм на температурный коэффициент проводилось контрольное измерение сопротивления проволоки в функции температуры на специальной установке в атмосфере аргона марки Ч и в атмосфере очищенного азота (точка росы 313 К). Температура в печи замерялась платино-платинородиевой термопарой, сопротивление — мостами УМВ-49 и Р-38. При использовании аргона проволока окислялась. Лучшие результаты получены в азоте. Опытные точки для проволоки различной длины нанесены на рис. 8. По отношению к зависимости, полученной БМЗ, среднее квадратичное отклонение не превышает 3%. Это дает основание использовать одни и те же за-

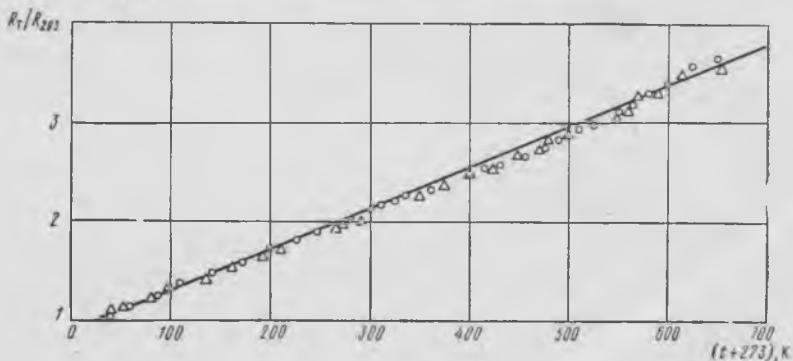
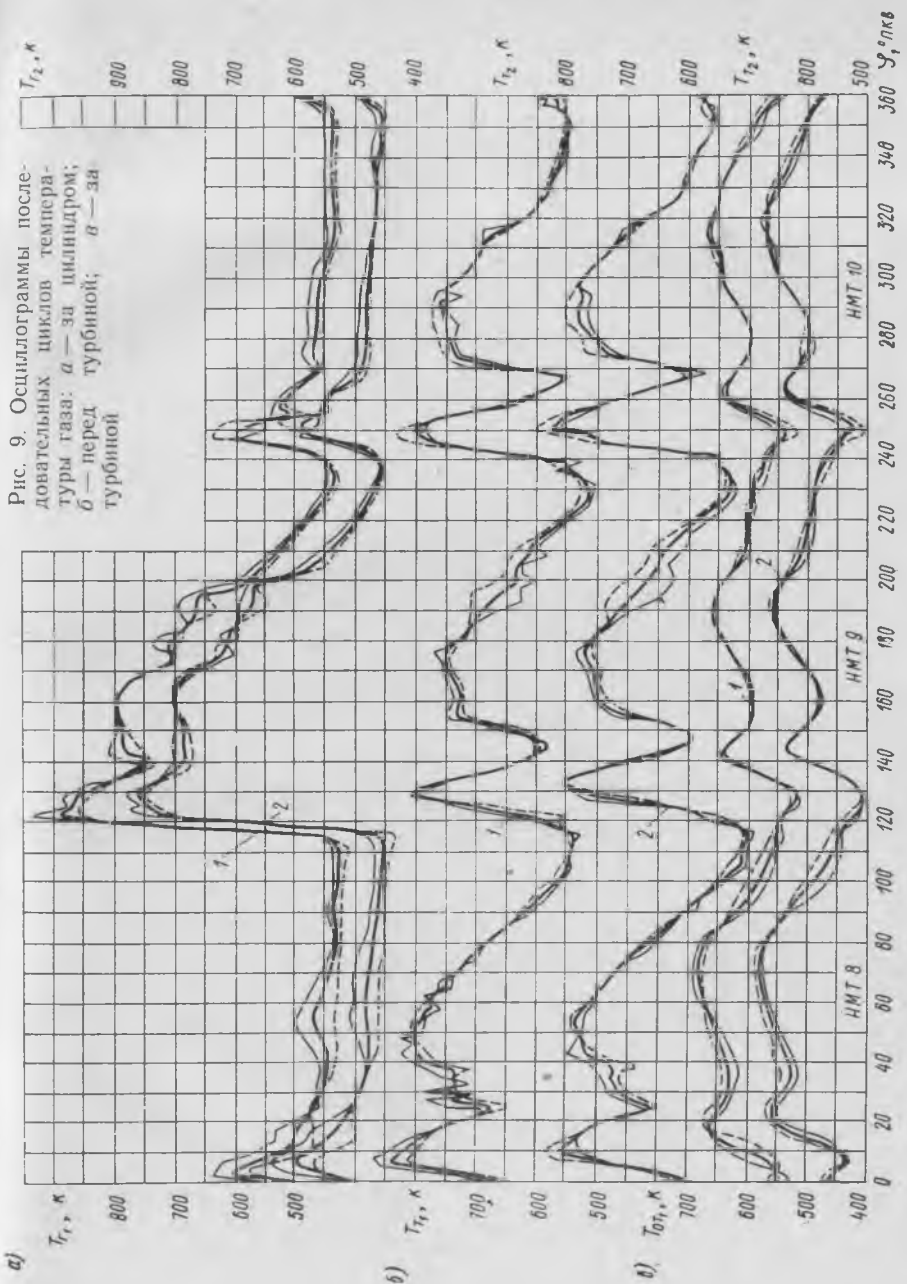


Рис. 8. Зависимость $\frac{R_T}{R_{293}} = f(T)$ для вольфрамовой проволоки диаметром 0,026 мм (по данным БМЗ)
 (○), (Δ) — опытные точки для проволоки диаметром 0,008 мм, длиной 100 и 148 мм

Показания термодатчика с двумя нитями анализировались при измерении температуры газа в характерных сечениях выпускного тракта дизеля МАН К9Z 70/120А5 (рис. 9 и 10). Необходимо отметить хорошую повторяемость изменения температуры для ряда последовательных циклов. Наибольшие отклонения от средней температуры в сечении за выпускными органами для нитей обоих диаметров составляют 25 К. Незначительные отклонения указывают на стабильное протекание процесса записи температуры. Влияние диаметра нити анализируется на основании сравнения осредненных кривых температуры (рис. 10).

Как и следовало ожидать, кривые 1 температуры газа, записываемые нитью диаметром 0,008 мм, имеют скорость нарастания, большую в среднем на 10%, а их амплитудные значения выше на 4%, чем у кривых 2 температуры для нити диаметром 0,026 мм. Характерно, что наибольшие отклонения приходятся на участки с пониженной или даже нулевой скоростью потока (в промежутках между импульсами давления в сечении за выпускными органами или на участках

Рис. 9. Осциллограммы последовательных циклов температуры газа: *a* — за цилиндром; *b* — перед турбиной; *в* — за турбиной



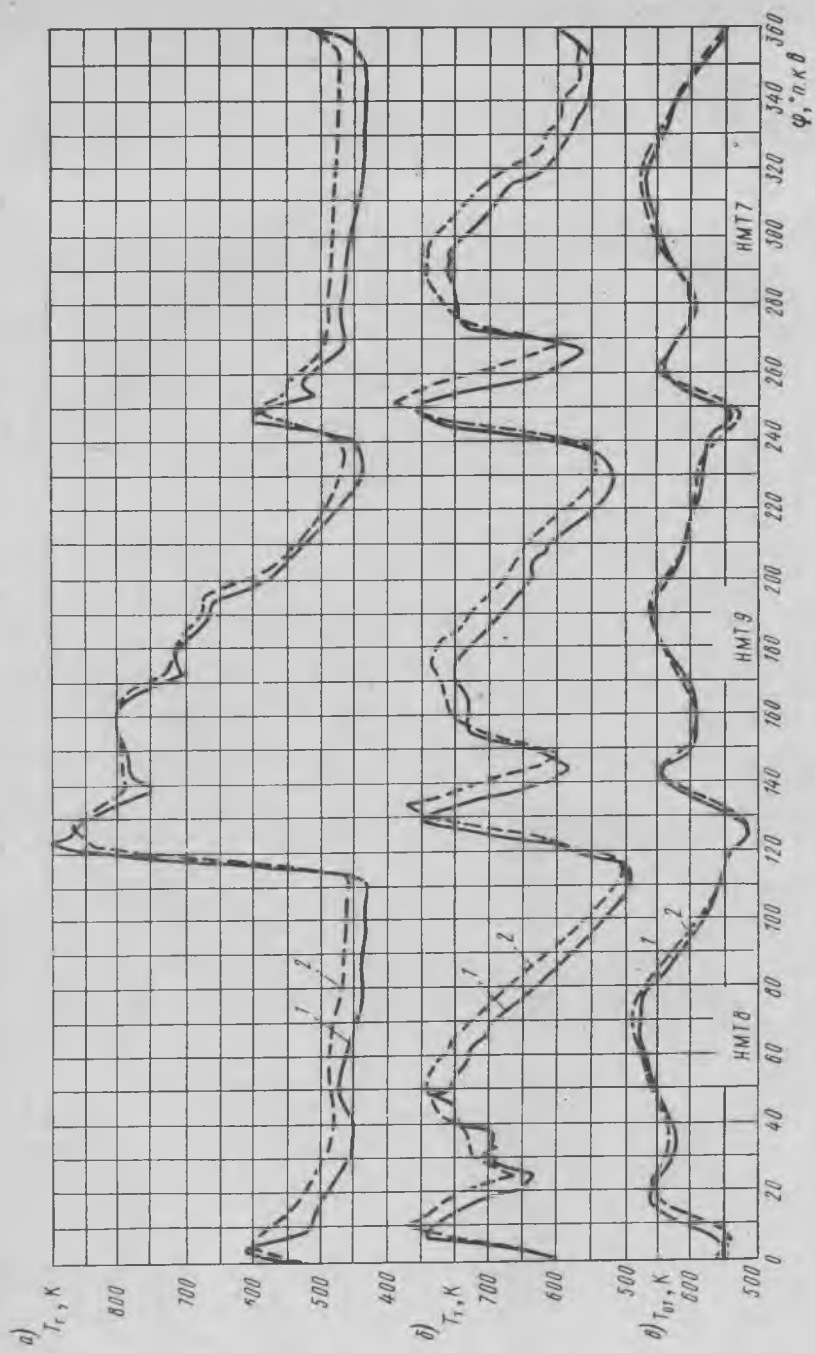


Рис. 10. Сравнение осредненных кривых температуры газа: а — за цилиндром; б — перед турбиной; в — за турбиной

спада кривых в сечении перед турбиной). Наблюдаются также фазовые сдвиги кривых. Экстремальные точки на графиках не совпадают по фазе, и для нити диаметром 0,008 мм они, как правило, фиксируются раньше на 1—2° п. к. в.

Отмеченные расхождения снижают точность измерения температуры проволокой диаметром 0,026 мм. Однако в целом она не выходит за пределы общей погрешности измерения температуры рассмотренным способом (5—6%). Поэтому показания термодатчика с нитью диаметром 0,026 мм при длине 20 мм также могут приниматься для характеристики величины и изменения температуры выпускных газов в трубопроводах систем наддува малооборотных судовых дизелей.

Помимо влияния тепловой инерции и теплообмена с державками собственная температура нити отличается от термодинамической температуры потока вследствие его торможения у поверхности нити. Для тонких нитей, омываемых поперечным потоком, коэффициент восстановления равен 0,76 [38].

В работе [23] показано, что погрешность, вызываемая торможением потока, в зависимости от характера движения газа частично компенсируется или суммируется с основной погрешностью от тепловой инерции и теплообмена. Учитывая это обстоятельство и незначи-

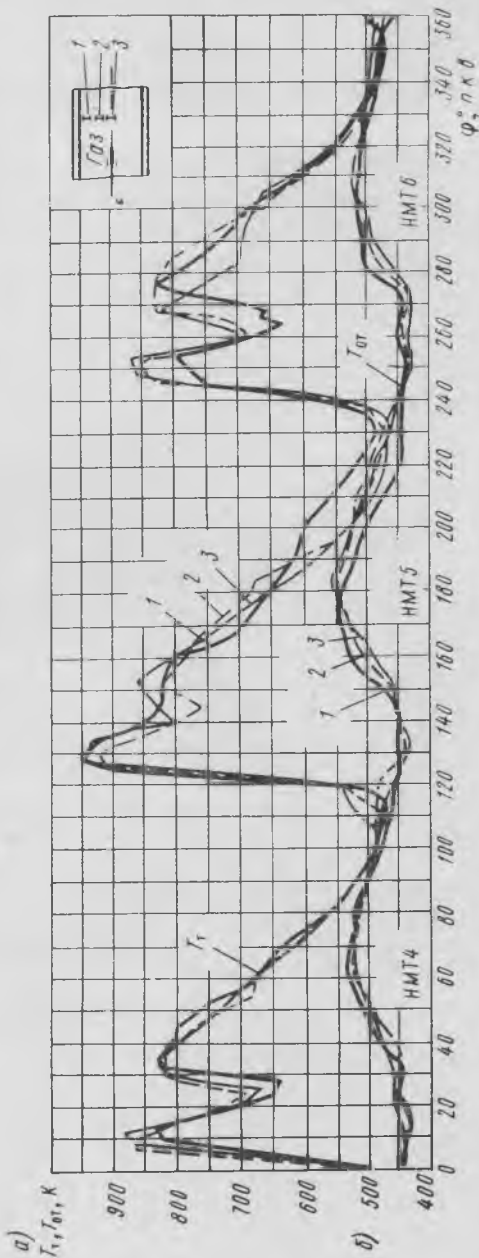


Рис. 11. Сравнение осредненных кривых температуры газа: а — перед турбиной; б — за турбиной (размеры нити: диаметр 0,026 мм, длина 20 мм)

ные скорости газа в выпускных трубопроводах судовых дизелей, (100 — 150 м/с), когда разность между температурой торможения и температурой потока не превышает 12 К, при анализе опытных данных не делается различия между статической температурой и температурой торможения.

При выборе длины измерительной нити учитывались также данные записи на осциллограмму средней по сечению трубопровода температуры газа. Нить длиной 10 мм перекрывает только $\frac{1}{15} - \frac{1}{20}$ часть диаметра трубопровода. Предстояло выяснить, в какой мере глубина погружения термодатчика влияет на показания. С этой целью измеряли температуру в различных точках сечения выпускных трубопроводов, а также использовали термодатчик с длиной измерительной нити 78 мм.

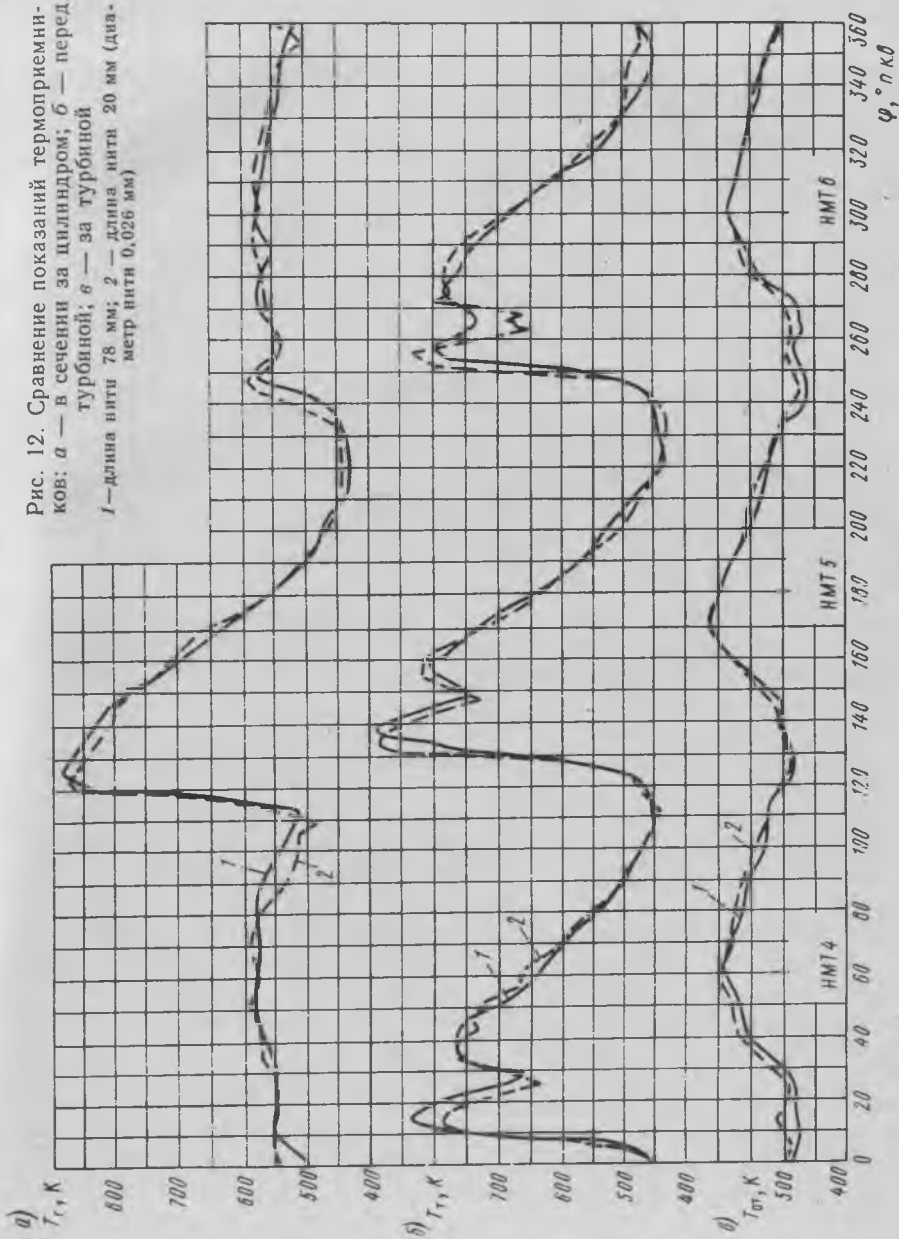
Такие измерения температуры проводились на двигателе Зульцер 6RD76, а их результаты приведены на рис. 11 и 12.

Сравнение кривых температуры в сечении перед турбиной указывает на влияние условий подвода газа. При свободном выпуске газа из боковых цилиндров № 4 и 6 максимальная температура отмечается в середине сечения и ближе к стенке она понижается на 50—70 К в точке 3 (рис. 11). В точке 2 температура $T_{T \max}$ примерно равна средней между точками 1 и 3. В период принудительного выпуска максимумы температур выравниваются и кривые $T_T = f(\varphi)$ практически совпадают. При выпуске газа из среднего цилиндра № 5 рассмотренное соотношение максимальных температур для точек 1, 2, 3 не соблюдается, что указывает на иной характер движения газа в сечении перед турбиной. Средняя планиметрическая температура газа в точке 3 выше лишь на 10 К, чем в точках 2 и 1. Указанные различия кривых не выходят за пределы отклонений, отмечаемых при записи температуры последовательных циклов. Однако измерения в точке 2 на $\frac{1}{3}$ диаметра выпускного патрубка турбины более правильно отражают среднюю по сечению температуру газа. Такой же вывод сделан в работе [42] при анализе кривых распределения температуры по сечению входного патрубка турбины дизеля 5ДКРН 50/110.

В выпускном патрубке турбины (рис. 11) поток становится более однородным и температурные кривые, замеренные в различных точках сечения, практически совпадают.

Сравнение показаний термодатчиков с различными длинами нитей (рис. 12) позволяет отметить незначительное расхождение между температурными кривыми. Средние планиметрические значения температур в сечениях за выпускными заслонками, перед турбиной и за турбиной отличаются не более чем на 5 К. Это дает основание считать оба способа измерения температуры равноценными. Однако ввиду сложности конструкции токоприемника с длинной нитью предпочтительнее применять термодатчик с нормальной длиной нити при ее размещении на $\frac{1}{3}$ диаметра от стенки трубопровода, хотя не исключаются проверки распределения температур в сечениях сложной формы и на криволинейных участках трубопроводов.

Рис. 12. Сравнение показаний термоприсми-
ков: *а* — в сечении за цилиндром; *б* — перед
турбиной; *в* — за турбиной
1 — длина нити 78 мм; *2* — длина нити 20 мм (диа-
метр нити 0,026 мм)



Для изучения процессов в цилиндрах и выпускном тракте дизеля с газотурбинным наддувом большое значение имеет анализ продуктов сгорания и определение зависимости коэффициента избытка воздуха α в функции времени τ . Располагая кривыми $\alpha = f(\tau)$ в сечениях за выпускными органами и перед турбиной, можно судить о процессах сгорания и газообмена в цилиндре, условиях перемешивания продуктов сгорания и воздуха в разветвленных выпускных системах. Кривые $\alpha = f(\tau)$ в сечении за выпускными органами могут быть использованы для определения коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{ц}}$ в цилиндре двухтактного малооборотного дизеля.

Общеизвестны трудности определения величины $\alpha_{\text{ц}}$ в двухтактных и четырехтактных дизелях с наддувом. Непрерывно меняющийся состав газа в процессе расширения и выпуска по объему цилиндра и по времени усложняет требования, предъявляемые к методике отбора проб газа и к газоотборным устройствам. Эти требования наиболее полно сформулированы в работах МВТУ им. Н. Э. Баумана [35] и ЦНИДИ [21]. Основные из них — отбор средней по объему пробы газа, надежность и простота конструкции газоотборных устройств.

В современной практике используются два типа газоотборников: стробоскопического и одноразового действия. Отбор проб производится непосредственно из цилиндра или из выпускного патрубка. Применение того или иного устройства и место установки газоотборника зависят от целей и объекта исследования. На дизелях с малыми размерами цилиндра, если имеется возможность отбора основной массы газа непосредственно из цилиндра в конце хода расширения, применяют газоотборные клапаны одноразового действия. При больших размерах цилиндра газ отбирается из выпускного патрубка через клапан стробоскопического действия с механическим, гидравлическим, электромагнитным приводом или через автоматический газоотборник [21].

Независимо от способа действия в конструкциях газоотборных устройств газ непосредственно из цилиндра или патрубка направляется в газосборник через клапан. Это приводит к тому, что при отборе газа из цилиндра клапанная пара должна устанавливаться на одном уровне с внутренней поверхностью стенки, а при отборе газа из выпускного патрубка часть устройства погружается в газовую среду. При таком способе отбора газа возникают затруднения с размещением устройства на двигателе и клапанная пара подвергается длительному воздействию высоких температур. Для снятия или установки устройства на цилиндре требуется остановка двигателя. Однако основной недостаток состоит в том, что при стробоскопическом действии газоотборника газ малыми порциями отбирается из местного околоклапанного пространства. Для получения данных о среднем составе газа необходима перестановка газоотборного устройства в различные точки цилиндра или сечения выпускного патрубка. Все это усложняет

проведение исследований и снижает точность определения среднего состава газа.

Для осреднения пробы при отборе, облегчения размещения и обслуживания газоотборного устройства в ЛВИМУ им. адм. С. О. Макарова применяют аппаратуру стробоскопического действия с непрерывным продуванием газом газоподводящего канала [18].

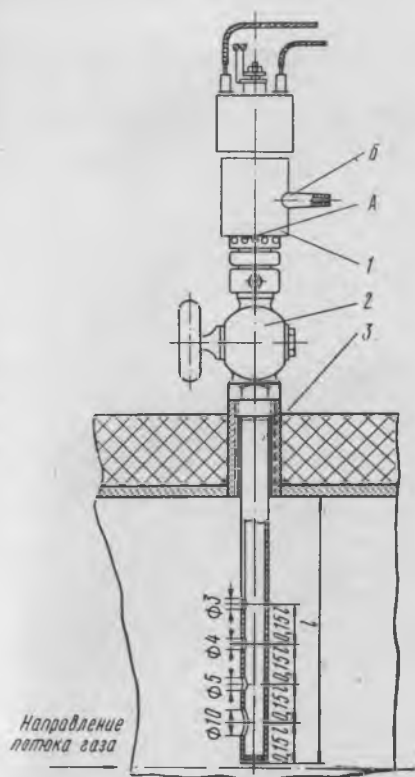


Рис. 13. Установка газоотборного устройства на выпускном патрубке

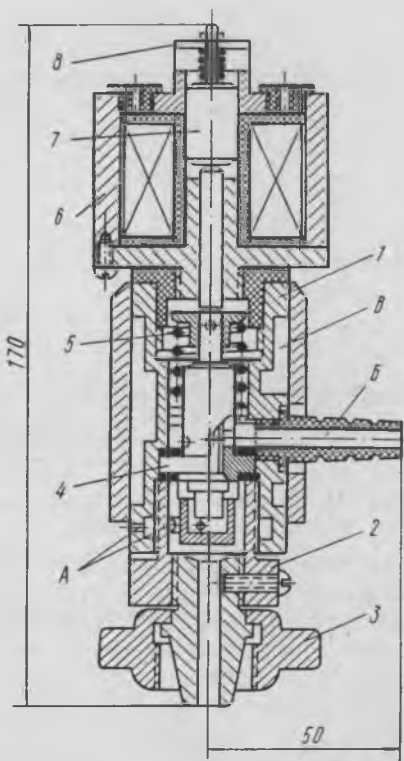


Рис. 14. Газоотборное устройство с электромагнитным приводом

Газоотборное устройство 1 (рис. 13) с помощью накидной гайки крепят на кране 2. При закрытом кране оно может быть демонтировано без остановки двигателя. При открытом кране газ из патрубка под избыточным давлением через трубку 3 непрерывно поступает в подклапанное пространство, постоянно сообщаемое с атмосферой отверстиями А (рис. 13 и 14).

При работе устройства только часть газа отбирается для анализа и через трубку В отводится в газосборник. Основная же масса газа вытекает в атмосферу. Расход газа определяется сечением канала и давлением газа и в зависимости от места установки газосборника и объема цилиндра выбирается таким, чтобы влияние утечки газа на

рабочий процесс в цилиндре или работу турбонагнетателя было минимальным.

Газоотборное устройство (рис. 14) с электромагнитным приводом состоит из латунного корпуса 1, штуцера 2, накидной гайки 3, электромагнита 6. В качестве запорного устройства 4 используется стандартная клапанная пара топливного насоса дизеля ДР 30/50 завода «Русский дизель».

Для охлаждения клапана и корпуса предусмотрено зарубашечное пространство В, прокачиваемое водой. Открытие клапана осуществляется втягиванием сердечника 7 электромагнита 6, закрытие — пружиной 5. При замыкании цепи электромагнита часть проходящего газа отбирается через клапан и направляется в газосборник по каналу Б.

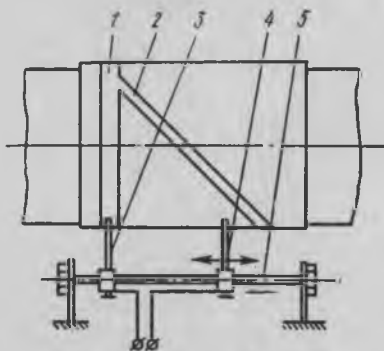


Рис. 15. Контактное устройство

Стробоскопический отбор газа осуществляется с помощью контактного устройства (рис. 15), устанавливаемого на валу за упорным подшипником. Контактные шины из фольги укладывают на изолированную поверхность вала. Шину 1 в виде кольца устанавливают для постоянного контакта со щеткой 3, шину 2 — по винтовой линии с углом подъема 40—45° для прерывистого контакта со щеткой 4. Ширину шины 2 в плоскости, перпендикулярной оси вала, выбирают в соответствии с требуемой фазой отбора (обычно 10—12° п. к. в.). Перемещением подвижной щетки 4 по штанге щеткодержателя 5 вдоль оси вала устанавливают нужные моменты открытия клапана. Для точного определения угла, на котором производится отбор газа за несколько последовательных циклов, моменты открытия и закрытия клапана контролируются по осциллограммам с помощью контактного прерывателя 8 (рис. 14). Запаздывание моментов открытия и закрытия клапана по отношению к геометрическим в среднем составляет 5—6° п. к. в.

При работе клапана газ через канал Б (рис. 13 и 14) собирается в резиновую камеру объемом 3—5 л и подвергается анализу на газоанализаторе ГХП-3М в соответствии с ГОСТ 5439—56. Значение α находят по формулам [35].

Для определения $\alpha_{\text{ц}}$ клапан устанавливают на выпускном патрубке с максимальным приближением газоотборной трубки к выпускным органам. За период от момента их открытия и до прихода поршня в НМТ отбирается 6—8 проб газа и строится кривая $\alpha = f(\tau)$.

Такие кривые для судовых дизелей приведены на рис. 16. Они получены при установке газоотборника и трубки на некотором удалении от выпускных органов (гл. III). Возможность большего приближения была ограничена конструктивными особенностями выпускных трактов. Уточнение фазы отбора продуктов сгорания производится по осцил-

логграммам мгновенных температур газа, записанным в тех же сечениях. Сопоставление их с кривыми $\alpha = f(\varphi)$ (рис. 16) позволяет выделить участок угла поворота вала, приходящийся на периоды свободного и принудительного выпуска газа, где отбираемые пробы газа представляют собой продукты сгорания, вытекающие из цилиндра. Начало этого участка H располагается несколько правее точки $T_{r\max}$, конец K — около НМТ поршня, когда спад температуры на осциллограмме указывает на прохождение через сечение отбора пробы продувочного воздуха.

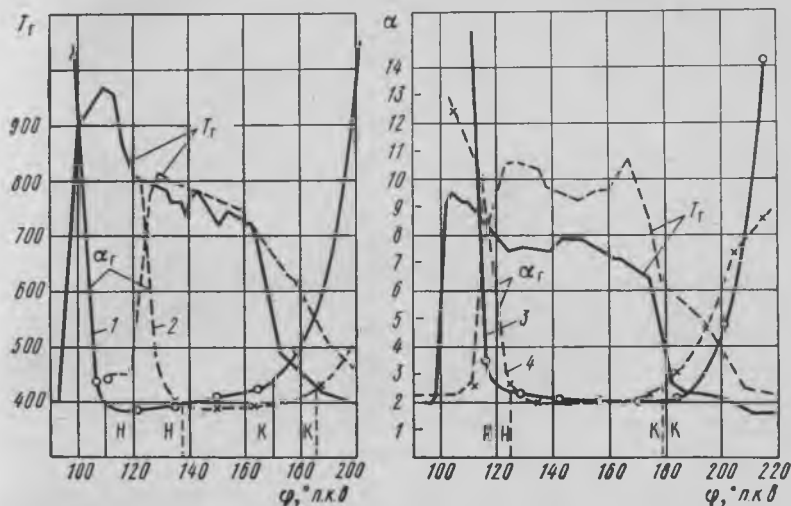


Рис. 16. К определению коэффициента α_{cp}

1 — двигатели Бурмейстер и Вайн 684VT2BF-180; 2 — Зульцер 6RD76; 3 — Сторк Hotl₈ 8 × 75 × 160; 4 — Гетаверкен DM 760/1500 VGS7U

На выделенном участке наблюдаются небольшие, но с точки зрения оценки коэффициента избытка воздуха в цилиндре существенные изменения состава газа. Так, для двигателя Бурмейстер и Вайн 684 VT2BF-180 $\alpha_{\min} = 1,7$, для двигателя Зульцер 6RD76 $\alpha_{\min} = 1,75$. Изменение α за период свободного и принужденного выпуска газа объясняется истечением из цилиндра продуктов сгорания переменного состава и возмозным перемешиванием их с воздухом в объеме цилиндра и патрубке.

Поскольку текущие значения α за период выпуска не характеризуют среднего состава газов в цилиндре, то за величину коэффициента $\alpha_{ц}$ могло быть принято среднее планиметрическое значение α_{cp} для выделенного участка кривой $\alpha = f(\varphi)$. Однако изменение $\alpha = f(\varphi)$ указывает на неоднородность состава продуктов сгорания в цилиндре. Поэтому, учитывая переменный расход непостоянного по составу газа, α_{cp} не равна $\alpha_{ц}$.

Связь между α_{cp} и $\alpha_{ц}$ может быть установлена на основании следующих соотношений.

Каждой точке кривой $\alpha = f(\tau)$, построенной по результатам анализа стробоскопических проб газа, отбираемых из выпускного патрубка, соответствует отношение *

$$\alpha = \frac{G_s}{G_{s\alpha=1}}$$

где G_s — действительное количество воздуха в выпускных газах; $G_{s\alpha=1}$ — теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания топлива с $\alpha = 1$.

Так как к началу выпуска процесс сгорания в цилиндре в основном завершен, то α через расход газа будет выражен

$$\alpha = \frac{G_r \beta_{0\alpha=1}}{G_{r\alpha=1} \beta_0}$$

где $G_r, G_{r\alpha=1}$ — расход обычных и чистых продуктов сгорания; $\beta_0, \beta_{0\alpha=1}$ — соответствующие коэффициенты молекулярного изменения; они принимаются не зависящими от времени в связи с отбором газа в период выпуска.

В этой формуле β_0 условно отнесено ко всей массе выпускных газов, что ведет к увеличению их расхода на 1—1,5%.

За элемент времени $d\tau$

$$\beta_{0\alpha=1} G_r d\tau = \alpha \beta_0 G_{r\alpha=1} d\tau$$

и за период τ , соответствующий длительности выбранного участка на кривой $\alpha = f(\tau)$,

$$\beta_{0\alpha=1} \int_0^\tau G_r d\tau = \beta_0 \int_0^\tau \alpha G_{r\alpha=1} d\tau.$$

Тогда

$$\alpha'_u = \frac{\beta_{0\alpha=1} \int_0^\tau G_r d\tau}{\beta_0 \int_0^\tau G_{r\alpha=1} d\tau},$$

но

$$\beta_0 G_{r\alpha=1} = \frac{\beta_{0\alpha=1} G_r}{\alpha}$$

и окончательно имеем

$$\alpha'_u = \frac{\int_0^\tau G_r d\tau}{\int_0^\tau \frac{G_r}{\alpha} d\tau} = \frac{(G_r)_{cp}}{\left(\frac{G_r}{\alpha}\right)_{cp}}. \quad (1)$$

* Здесь и далее различие молекулярных масс воздуха и продуктов сгорания не учитывается.

Формула дает возможность вычислить $\alpha_{ц}$, если для рассматриваемого периода τ известны расход продуктов сгорания и изменение α . Величина $\alpha_{ц}$ отличается от коэффициента $\alpha_{ц}$, так как она определена не для полного расхода продуктов сгорания. Часть из них расходуется на продувку патрубков от выпускных органов до места установки газоотборной трубки, а часть теряется с продувочным воздухом. При незначительном изменении состава продуктов сгорания это обстоятельство не имеет большого значения. Действительно, полагая $\alpha = \text{const}$, имеем $\alpha_{ц}^* = \alpha_{ц} = \alpha_{ср}$.

Влияние изменения состава газа на выделенном участке кривой $\alpha = f(\varphi)$ на величину отклонения $\alpha_{ср}$ от $\alpha_{ц}$ было проверено для двигателя Бурмейстер и Вайн VT2BF-180 путем построения кривых расхода газа и расчета $\alpha_{ц}$ по формуле (1). Величина $\alpha_{ц}$ оказалась равной 1,975 при значении $\alpha_{ср} = 1,95$. Небольшое различие $\alpha_{ц}$ и $\alpha_{ср}$ объясняется малым изменением кривой $\alpha = f(\varphi)$ на рассматриваемом участке выпуска газа. Учитывая это обстоятельство, коэффициент избытка воздуха при сгорании в цилиндре в первом приближении можно оценивать величиной $\alpha_{ср}$.

Таблица 1

Значения коэффициентов α_{\min} , $\alpha_{ср}$ на режимах винтовой характеристики

Марка двигателя	n , об/мин	$p_i \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	$p_s \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	α_{\min}	$\alpha_{ср}$
Бурмейстер и Вайн 684 VT2 BF-180	106	9,02	1,69	1,7	2,0
	100	8,07	1,54	1,86	2,15
	90	6,61	1,47	2,3	2,6
Сторк Hotl _o 8×75×160	107	6,49	1,33	2	2,06
	93	5,03	1,17	2,63	2,67
	68	2,68	1,06	4,25	4,45
Зульцер 6RD76	116,5	8,34	1,67	1,75	1,91
	107,7	7,1	1,46	1,95	2,1
	95,4	5,33	1,25	2,13	2,4
	75,5	3,85	1,1	2,46	2,95
Гетаверкен DM 76/150 VGS-7U	110,5	8,1	1,66	1,92	2,05
	109	8,0	1,6	2,0	2,06
	103,2	7,35	1,46	2,09	2,12
	89	6,25	1,25	2,02	2,2
МАН K9Z70/120A5	117	7,4	1,36	1,85	2,04
	111	6,6	1,28	2,05	2,15
	90	4,9	1,11	2,5	2,95
	79,5	3,45	1,07	3,0	3,5

Для исследованных типов судовых дизелей значения α_{\min} и $\alpha_{\text{ср}}$ на режимах винтовой характеристики приведены в табл. 1.

Следует заметить, что определение величины $\alpha_{\text{ц}}$ рассматриваемым методом усложняется из-за перемешивания газа в цилиндре и в объеме патрубка от сечения выпускных органов до места установки газоотборной трубки. Значения α лучше отражают состав газа в цилиндре при газообмене, протекающем с преобладанием фазы послойного вытеснения. В этих условиях пяти-шестикратное продувание промежуточного объема патрубка газом, поступающим из цилиндра в период свободного выпуска, позволяет в период принудительного выпуска отбирать газ из патрубка, близкий по составу к продуктам сгорания в цилиндре. Уменьшение объема патрубка до сечения отбора также способствует более качественному отбору газа. Однако по конструктивным причинам установка газоотборной трубки вблизи выпускных органов не всегда возможна. Учет влияния промежуточного объема патрубка на характер кривой $\alpha = f(\tau)$ рассматривается в § 4.

Аппаратуру для стробоскопического отбора используют также для изучения процесса газообмена в выпускных патрубках и состава газа перед турбиной. С этой целью производят отборы проб газа в характерных сечениях тракта за полный оборот вала. На основании анализа этих проб строят кривые $\alpha = f(\varphi)$, которые анализируют совместно с кривыми давления и температуры газа (см. § 10—14).

Располагая газоотборные трубки в продувочных окнах, можно по составу газа судить не только о наличии заброса газа, но и о масштабах этого явления. Применение газоотборного устройства для изучения явления заброса газов из цилиндра в ресивер рассмотрено в § 7.

Отбор проб и их последующий анализ должны проводиться особенно тщательно. Для уменьшения средней квадратичной ошибки отбирают не менее трех проб газа в каждой точке и производят их многократный химический анализ. Все это приводит к большому объему экспериментальных работ на двигателе. Для их ускорения желательнее применять автоматические газоанализаторы.

ГЛАВА II.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГАЗООБМЕНА В МАЛООБОРОТНЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЯХ

Совершенствование двухтактных судовых дизелей в большей степени зависит от организации процессов очистки и наполнения цилиндров. Это положение вытекает из анализа параметров, конструкций в связи со схемами газообмена и наддува двигателей.

В применяемых контурных и прямоточных схемах газообмена сохраняются общие принципы движения потока воздуха при продувке

цилиндра. Размеры, форма, расположение впускных и выпускных органов, моменты газораспределения существенно изменяются в зависимости от степени наддува, способа подвода газа к турбине, использования подпоршневых продувочных насосов и наличия механизма управления выпуском газов.

Такие изменения закономерны, так как на протекание газообмена влияют процессы в газозоудушном тракте. В свою очередь, способ очистки и наполнения цилиндра имеет значение для выбора схемы наддува. Взаимосвязь процессов в цилиндре при газообмене и в трубопроводах на впуске — выпуске прослеживается на всех фазах газообмена. Например, повышение мощности турбины при импульсном газотурбинном наддуве путем увеличения предварения выпуска способствует лучшей очистке цилиндра, позволяет избежать заброса газа и обеспечить стабильность процессов газообмена во всем диапазоне эксплуатационных режимов. Такие же условия протекания газообмена достигаются и без увеличения предварения открытия выпускных органов, например, применением подпоршневых насосов, создающих повышенное давление воздуха перед окнами в начальной фазе продувки (по типу двигателей Зульцер RD, RND).

Способ подвода газа к турбине влияет также на процессы принудительного выпуска и продувки цилиндра. Разделение выпускного трубопровода и относительное увеличение пропускной способности турбины позволяют при импульсном подводе газов получить большие перепады давления при продувке, чем в случае наддува с $p_T = \text{const}$. Наконец, при определенном чередовании импульсов давления в выпускном трубопроводе и выборе соответствующих фаз газораспределения создаются условия для предотвращения потери заряда воздуха или даже дозарядки цилиндра воздухом из выпускного патрубка после закрытия впускных органов.

Размеры впускных, выпускных органов, моменты газораспределения окончательно устанавливаются в процессе доводки опытного цилиндра или отсека двигателя. Получаемые при этом данные о качестве протекания газообмена, равно как и данные исследований газообмена на полноразмерном двигателе, наиболее полно характеризуют влияние различных факторов на процессы очистки и наполнения цилиндров и представляют определенный интерес.

§ 4

Метод исследования газообмена по опытным данным

Исследования газообмена ведутся при совместном рассмотрении процессов в цилиндрах и смежных с ним впускном и выпускном трактах. В известных работах А. С. Орлина и М. Г. Круглова [35] наиболее полно охватывается комплекс явлений, протекающих в цилиндрах и выпускном трубопроводе. При этом отмечается большое влияние на показатели газообмена инерции ускоренных масс газа при выпуске из цилиндра и колебаний давления газа за выпускными органами. Необходимость учета этих явлений затрудняет рас-

четные методы исследования газообмена. Для проведения расчетов даже в ограниченном объеме, например, на базе уравнений нестационарного одномерного потока газа в выпускном трубопроводе [25], необходимы вычислительные машины и обоснования способа очистки цилиндра.

В связи с этим при разработке системы газообмена большое внимание уделяется исследованиям на моделях, опытных цилиндрах и экспериментальных отсеках. О совершенстве схемы судят по конечным значениям качественных показателей газообмена и по экономическим и энергетическим характеристикам двигателя. При этом такие важные характеристики газообмена, как скорость очистки, наполнения, характер удаления продуктов сгорания из цилиндра, влияние колебаний давления в цилиндре и газовоздушном тракте, не получают достаточного освещения и количественной оценки. Процессы очистки — наполнения по времени от начала выпуска до момента закрытия газораспределительных органов представляют определенный интерес, так как содержат наиболее полную информацию о протекании газообмена, объясняют конечные результаты и указывают пути их улучшения. Изучение этих процессов существенно упрощается при использовании опытных кривых давления, температуры, состава газа, снимаемых на опытном цилиндре или отсеке двигателя. Такой метод позволяет учесть многообразие конструктивных и эксплуатационных факторов, влияющих на газообмен в цилиндрах полноразмерного двигателя в натуральных условиях. Его основные расчетные формулы и соотношения вытекают из положения о массовом балансе газа при газообмене [35]. Применение их для исследования продувки цилиндра по кривым давления и температуры газа за выпускными органами двигателя БДР 30/50 показано А. Ф. Косяком в работе [22].

Рассмотрим расчетно-экспериментальный метод исследования газообмена для всего периода выпуска—продувки от начала открытия выпускных органов (точка *b*) до начала сжатия (точка *a*, см. рис. 17).

При исследовании газообмена имеет значение анализ изменения по времени следующих величин:

- секундного расхода газа через впускные и выпускные органы;
- температуру газа в цилиндре у выпускных органов и среднemasсовой;
- количества воздуха и продуктов сгорания в цилиндре;
- показателей качества газообмена.

Для их определения используют квазистационарные уравнения расхода, применяемые для отдельных интервалов времени.

Динамические явления при газообмене учитываются следующими осциллограммами давления и температуры газа:

p_s, T_s — давление и температура воздуха перед впускными органами;

$p_{ц}$ — давление газов в цилиндре;

p_r, T_r — давление и температура газа за выпускными органами.

Давление p_s определяют обычно в продувочном поясе цилиндров. При отсутствии местных сужений его можно принимать одинаковым для всех продувочных окон. Осциллографирование мгновенной тем-

пературы T_s , проводимое при размещении чувствительного элемента верхнего среза продувочных окон (см. рис. 33), имеет значение лишь при наличии заброса газов из цилиндра в ресивер. При отсутствии заброса газа температуру T_s замеряют инерционными приборами.

Давление в цилиндре обычно определяют при установке датчика на индикаторном кране. Сравнение давлений $p_{ц}$ в период газообмена, записанных в районе окон и в камере сгорания малооборотного двигателя, показало практически одинаковый результат. На возможность пренебрежения изменением давления $p_{ц}$ по объему цилиндра в малооборотном двигателе указывает также сравнение частоты собственных колебаний газа в цилиндре ω_a с круговой частотой вращения вала ω , ($\omega_a/\omega > 60 - 100$) [35].

Давление p_r и температуру T_r за выпускными органами замеряют при установке датчиков на выпускном патрубке на расстоянии диаметра сечения. Влияние перемешивания газа в объеме патрубка $V_{п}$ (от выпускных органов до сечения замера) на температуру у выпускных органов учитывается при совместном решении уравнений энергетического и массового баланса газа в объеме $V_{п}$. Опытная величина T_r близка к температуре торможения. При скорости потока $W_r = 150$ м/с и коэффициенте восстановления $r = 0,76$ отклонение от температуры торможения составляет 2,7 К. При больших значениях W_r может потребоваться измерение полного и статического давления с целью определения скорости потока и температуры торможения.

Основой расчета являются также цикловые расходы воздуха $J_{s_{цикл}}$ и газа $J_{г_{цикл}}$ через цилиндр. Поскольку их опытное определение сопряжено с большими трудностями [41], то можно исходить из условия равномерного распределения воздуха по цилиндрам двигателя.

Если в силу конструктивных особенностей газозвоздушного тракта условие равномерного распределения воздуха по цилиндрам заведомо не выдерживается, то при расчете газообмена данного цилиндра могут использоваться коэффициенты расхода впускных и выпускных органов, определяемые по осредненным по цилиндрам значениям $J_{s_{цикл}}$, $J_{г_{цикл}}$ и кривым давления и температуры газа.

Расход воздуха через двигатель замеряют суживающими устройствами либо определяют по суммарному избытку воздуха и расходу топлива на двигатель.

В пределах опытных значений $J_{s_{цикл}}$, $J_{г_{цикл}}$ замыкаются массовые балансы по расходу воздуха и газа за период газообмена.

Может быть предложен следующий порядок расчета. Для каждого расчетного интервала времени $\Delta\tau = \Delta\varphi/6\pi$ ($\Delta\varphi = 2^\circ$ п. к. в.) определяется теоретический расход воздуха через продувочные окна

$$\Delta G_{si} = F_{ni} \sqrt{\rho_{si} \rho_s \Psi_{si}} \Delta\tau. \quad (2)$$

Здесь индексом i обозначены текущие значения величин:

F_{ni} — сечение впускных органов (снимается с диаграммы время—сечение);

ψ_{si} — функция зависимости давлений p_{ui}/p_{si} при $k_1 = 1,4$

$$\psi_s = \sqrt{2 \frac{k_1}{k_1 - 1} \left[\left(\frac{p_{ci}}{p_s} \right)^{2/k_1} - \left(\frac{p_{ci}}{p_s} \right)^{\frac{k_1+1}{k_1}} \right]}; \quad (3)$$

ρ_{si} — плотность воздуха перед впускными органами.

Расходы воздуха ΔG_{si} суммируются по участкам и из равенства

$$J_{s \text{ цикл}} = \mu_{\pi} \sum_{\text{нп}}^a \Delta G_{si} \quad (4)$$

определяется результирующее значение коэффициента расхода впускных органов μ_{π} .

Сравнением величины μ_{π} со значениями $\mu_{\pi} = 0,7 \div 0,8$ [35] можно оценить качество записи давления в цилиндре. Для найденного значения μ_{π} окончательно определяются действительные значения расхода $\mu_{\pi} \Delta G_{si}$ для каждого расчетного интервала $\Delta \varphi$ и секундный расход воздуха $G_{si} = \frac{\mu_{\pi} \Delta G_{si}}{\Delta \tau}$. При известном опытным значении μ_{π}

или зависимости $\mu_{\pi} = f(F_{\pi})$ величины действительного расхода воздуха $\mu_{\pi i} \Delta G_{si}$ определяются по формуле (2) с учетом величины $\mu_{\pi} F_{\pi}$.

На втором этапе вычисляется расход газа через выпускные органы ΔG_{bi} . В зависимости от фазы выпуска определение величины ΔG_{bi} ведется различными способами.

За фазу свободного выпуска величина ΔG_{bi} на расчетном интервале находится из уравнения состояния

$$\Delta G_{bi} = \frac{1}{R} \left(\frac{p_{ci-1} V_{ci-1}}{T_{ci-1}} - \frac{p_{ci} V_{ci}}{T_{ci}} \right), \quad (5)$$

где $T_{ci} = T_{\text{ц. нп}} \left(\frac{p_{ci}}{p_{\text{ц. нп}}} \right)^{\frac{m-1}{m}}$ — среднemasсовая температура газа в цилиндре в рассматриваемый момент времени;

$p_{\text{ц. нп}}, T_{\text{ц. нп}}$ — среднemasсовое давление и температура газа в цилиндре в момент начала продувки (НП); величина $p_{\text{ц. нп}}$ находится по кривой $p_{\text{ц}} = f(\varphi)$, $T_{\text{ц. нп}}$ принимается равной температуре газа в выпускном патрубке $T_{\text{г. нп}}$ и определяется по кривой $T_{\text{г}} = f(\varphi)$;

m — средний показатель политропы в конце расширения газа в цилиндре.

По данным А. С. Орлина [35], величина m в среднем равна 1,5. Для двигателя Бурмейстер и Вайн 574 VTBF-160 в работе [29] указывается значение $m = 1,48$. В расчетах, согласно с характером процесса сгорания, значения m принимались в пределах 1,45 — 1,5. При

выборе показателя m контрольной величиной является количество газа в точке b

$$J_b = \frac{\rho_b V_b}{RT_b}$$

При известных показателях качества газообмена величина J_b является заданной

$$J_b = V_s \rho_s \eta_n (\beta_0 + \gamma_r),$$

где коэффициенты наполнения η_n , молекулярного изменения β_0 и остаточных газов γ_r определяются опытным путем.

За фазу принудительного выпуска величина расхода ΔG_{bi} вычисляется по формуле

$$\Delta G_{bi} = F_{bi} \sqrt{\rho_{ci} \rho_{c, bi}} \Psi_{bi} \Delta \tau, \quad (6)$$

где F_{bi} — сечение выпускных органов;
 $\rho_{c, bi}$ — плотность газа в цилиндре у выпускных органов;
 Ψ_{bi} — функция отношения давлений ρ_{ci}/ρ_{ci} при $k = 1,34$ [формула (3)].

На фазе заброса газа из патрубка в цилиндр

$$\Delta G_{bi} = F_{bi} \sqrt{\rho_{ri} \rho_{ri}} \Psi_{ri} \Delta \tau, \quad (7)$$

где ρ_{ri} — плотность газа в патрубке, определяемая при ρ_{ri} и T_{ri} ;
 Ψ_{ri} — функция отношения давлений ρ_{ci}/ρ_{ri} при $k_1 = 1,4$ [формула (3)].

В формулах (6), (7) коэффициент расхода выпускных органов принимается равным единице. Значения μ_b лежат в широких пределах $\mu_b = 0,4 \div 1$ [35]. Удовлетворяющее условиям массового баланса газа результирующее значение коэффициента μ_b определяется из равенства

$$J_{г. \text{цикл}} = \sum_b^{нп} \Delta G_{bi} = \mu_b \sum_{нп}^a \Delta G_{bi}, \quad (8)$$

где $\sum_b^{нп} \Delta G_{bi}$ — расход газа за период свободного выпуска;
 $\sum_{нп}^a \Delta G_{bi}$ — расход газа за периоды принудительного и дополнительного выпусков.

Полученное значение коэффициента μ_b используется для определения действительного расхода газа через выпускные органы $\mu_b \Delta G_{bi}$ на расчетных интервалах периода принудительного выпуска и IV участка диаграммы время—сечение.

При опытном значении μ_b или зависимости $\mu_b = f(F_b)$ величины действительного расхода $\mu_b \Delta G_{bi}$ определяются непосредственно по формулам (6), (7) с учетом эффективного сечения $\mu_b F_b$.

Однако, как это следует из формулы (6), величина ΔG_{bi} может быть вычислена при известной температуре газа в цилиндре у выпускных органов $T_{c, bi}$. Поэтому перед определением расхода ΔG_{bi} в периоды принудительного и дополнительного выпуска производится расчет температуры газа $T_{c, bi}$.

Местную температуру газа в цилиндре у выпускных органов определить трудно из-за сложности движения и перемешивания продуктов сгорания и воздуха в цилиндре в период принудительного выпуска.

При имеющемся объеме опытных данных в основу расчета температуры $T_{ц.в}$ могут быть положены уравнения массового и энергетического балансов для количества газа в объеме выпускного патрубка $V_{п}$ от выпускных органов цилиндра до сечения замера давления p_r и температуры T_r [25, 44]. Температура T_r близка к температуре торможения и может приниматься равной средней температуре газа по сечению патрубка (см. § 2). Если пренебречь зависимостью теплоемкости газа от температуры и теплообменом, уравнение энергетического баланса для газа $J_{п}$ в объеме патрубка $V_{п}$ можно записать в виде

$$G_{в}T_{ц.в} - G_{г}T_{г} = \frac{1}{k} \frac{d(J_{п}T_{п})}{d\tau}, \quad (9)$$

где $G_{в}$ — расход газа через выпускные органы;
 $G_{г}$ — расход газа через сечение выпускного патрубка;
 $T_{п}$ — среднемассовая температура газа в объеме $V_{п}$;
 $k = c_p/c_v$ — отношение теплоемкостей для продуктов сгорания.
 Уравнение (9) совместно с уравнением массового баланса

$$G_{в} - G_{г} = \frac{dJ_{п}}{d\tau}, \quad (10)$$

позволяет получить расчетное уравнение, если принять гипотезу полного мгновенного перемешивания газов в объеме $V_{п}$. Тогда среднемассовая температура газа $T_{п}$ заменяется температурой T_r , давление $p_{п}$ также принимается равным давлению p_r и количество газа в объеме $V_{п}$ вычисляется по формуле

$$J_{п} = \frac{p_r V_{п}}{RT_r}$$

При близком расположении чувствительного элемента термометра к выпускным органам и плавном изменении кривой $T_r = f(\varphi)$ на участке принудительного выпуска такое допущение возможно.

Значения объема $V_{п}$, соответствующие местам установки датчиков на выпускных патрубках исследуемых двигателей (гл. III), характеризуются следующими величинами:

$V_{п}, м^3$	0,1215	0,094	0,09	0,06	0,122
$V_{п}/V_s$	0,122	0,132	0,132	0,085	0,264
	Бурмейстер и Вайн	Сторк	Гётаверкен	Зульцер	МАН

Некоторая неточность в определении температуры $T_{ц.в}$ не скажется существенно на величине расхода $\Delta G_{вг}$, так как $T_{ц.в}$ входит в формулу для $\Delta G_{вг}$ под знаком корня. Однако при нахождении доли продуктов сгорания в выпускных газах влияние $T_{ц.в}$ более значительно. Поэтому есть необходимость в дальнейшем изучении расчетных и экспериментальных методов определения $T_{ц.в}$.

При сделанных допущениях исходное уравнение (9) можно записать в виде

$$G_{\text{в}} T_{\text{ц. в}} - G_{\text{г}} T_{\text{г}} = \frac{1}{k} \left(J_{\text{п}} \frac{dT_{\text{г}}}{d\tau} + T_{\text{г}} \frac{dJ_{\text{п}}}{d\tau} \right).$$

Расход газа через сечение выпускного патрубка $G_{\text{г}}$ определяется из уравнения (10)

$$G_{\text{г}} = G_{\text{в}} - \frac{dJ_{\text{п}}}{d\tau}. \quad (11)$$

Учитывая равенство $\frac{dJ_{\text{п}}}{d\tau} = V_{\text{п}} \frac{dp_{\text{п}}}{d\tau} = \frac{V_{\text{п}}}{R} \left(\frac{T_{\text{г}} dp_{\text{г}} - p_{\text{г}} dT_{\text{г}}}{T_{\text{г}}^2} \right) \frac{1}{d\tau}$, после преобразований окончательно получим,

$$G_{\text{в}} (T_{\text{ц. в}} - T_{\text{г}}) = \frac{V_{\text{п}}}{R} \left(\frac{p_{\text{г}}}{T_{\text{г}}} \frac{dT_{\text{г}}}{d\tau} - \frac{k-1}{k} \frac{dp_{\text{г}}}{d\tau} \right). \quad (12)$$

Уравнение (12) используется для расчета температуры $T_{\text{ц. в}}$ за периоды принудительного и дополнительного выпуска. Производные

$$\frac{dT_{\text{г}}}{d\tau} = \frac{dT_{\text{г}}}{d\varphi} 6n \quad \text{и} \quad \frac{dp_{\text{г}}}{d\tau} = \frac{dp_{\text{г}}}{d\varphi} 6n$$

находятся по кривым $T_{\text{г}} = f(\varphi)$, $p_{\text{г}} = f(\varphi)$. Следовательно, для каждого момента времени известна правая часть уравнения (12). Обозначим ее через

$$A = \frac{V_{\text{п}}}{R} \left(\frac{p_{\text{г}}}{T_{\text{г}}} \frac{dT_{\text{г}}}{d\varphi} - \frac{k-1}{k} \frac{dp_{\text{г}}}{d\varphi} \right) 6n.$$

Величину секундного расхода $G_{\text{в}}$ запишем в виде

$$G_{\text{в}} = B \frac{1}{\sqrt{T_{\text{ц. в}}}},$$

где

$$B = F_{\text{в}} \frac{p_{\text{ц}}}{\sqrt{R}} \Psi_{\text{в}}.$$

Подставляя величины A и B в уравнение (12), имеем

$$B \frac{T_{\text{ц. в}} - T_{\text{г}}}{\sqrt{T_{\text{ц. в}}}} = A,$$

откуда

$$\frac{T_{\text{ц. в}} - T_{\text{г}}}{\sqrt{T_{\text{ц. в}}}} = \frac{A}{B} = c.$$

Обозначим $\sqrt{T_{\text{ц. в}}} = x$, тогда

$$x^2 - cx - T_{\text{г}} = 0; \quad (13)$$

$$x_{1,2} = \frac{c}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{c^2 + 4T_{\text{г}}}.$$

Дискриминант уравнения (13) $D = c^2 + 4T_r$ всегда больше нуля. Следовательно, оба корня $x_{1,2}$ будут действительными. Поскольку $T_{ц.в} = x^2$, то нельзя отдать предпочтение ни одному из них. Однако для правильного выбора решения необходимо принять следующее. В уравнении (13) знак c определяется сочетанием знаков величин A и B .

В связи с этим подходящим будет только то решение $x_{1,2} = \sqrt{T_{ц.в}}$, которое с подстановкой в уравнение (13) дает знак c . Этому удовлетворяет только одно значение

$$x_1 = \frac{c}{2} + \sqrt{\frac{c^2}{4} + T_r}, \quad (14)$$

которое справедливо при $c > 0$ и $c < 0$.

Заметим, что величина c мала по сравнению с величиной T_r , поэтому без большой погрешности можно считать

$$T_{ц.в} = \left(\sqrt{T_r} + \frac{c}{2} \right)^2. \quad (15)$$

Например, для встречающихся в расчетах наибольшем значении $c = 4,5$ и наименьшей величине $T_r = 490$ К температура $T_{ц.в} = 398$ К по формуле (14) и 395 К по формуле (15).

По этим же соображениям после определения результирующего значения μ_v по формуле (8) и корректирования величины B при ручном счете можно не повторять расчет температуры $T_{ц.в}$, если $\mu_v > 0,85$. Ввиду малого влияния величины c отклонение температуры $T_{ц.в}$ при повторном расчете в этом случае не превышает 2—3 градуса по сравнению с первоначальными значениями $T_{ц.в}$ при $\mu_v = 1$.

Таким образом, на основании кривых $T_r = f(\varphi)$, $p_r = f(\varphi)$, $\rho_{ц.в} = f(\varphi)$ по формуле (15) определяется ряд значений $T_{ц.в}$ и строится кривая $T_{ц.в} = f(\varphi)$.

При установившемся движении газа $dJ_n/dx = 0$, $G_v = G_r$ и на участках постоянного давления p_r температура T_r сохраняется постоянной и равна $T_{ц.в}$.

По расчетной кривой $T_{ц.в} = f(\varphi)$ из уравнения (6) находят действительные расходы газа $\mu_v \Delta G_{vi}$ за время $\Delta \tau$ и секундный расход газа G_{vi} .

$$G_{vi} = \frac{\mu_v \Delta G_{vi}}{\Delta \tau}.$$

Располагая кривой $G_v = f(\varphi)$, из уравнения (11) определяют расход газа в сечении замера за выпускными органами

$$G_r = G_v - V_n \frac{dp_r}{d\tau}. \quad (11a)$$

Первый и второй этапы расчета заканчиваются построением кривых расхода газа $G_s = f(\varphi)$, $G_v = f(\varphi)$, $G_r = f(\varphi)$. Для наглядности значения $G_s = f(\varphi)$ откладывают вниз от нулевой линии (см. рис. 17, 22, 25, 26).

На третьем этапе расчета находят количество газа в цилиндре $J_{цi}$ и среднемассовую температуру газа $T_{цi}$. До начала продувки величину $J_{цi}$ определяют по убыли газа из цилиндра

$$J_{цi} = J_{цi-1} - \Delta G_{вi}, \quad (16)$$

где $\Delta G_{вi}$ — расход газа через выпускные органы за рассматриваемый интервал $\Delta\varphi$.

После точки НП и начала поступления в цилиндр продувочного воздуха

$$J_{цi} = J_{цi-1} + \mu_{п}\Delta G_{си} - \mu_{в}\Delta G_{вi}. \quad (17)$$

На IV участке диаграммы время—сечение, где $\mu_{п}\Delta G_{си} = 0$, $J_{цi} = J_{цi-1} - \mu_{в}\Delta G_{вi}$ — при потере заряда; $J_{цi} = J_{цi-1} + \mu_{в}\Delta G_{вi}$ — при дозарядке из выпускного патрубка.

По величине $J_{цi}$, давлению $p_{цi}$ и объему цилиндра $V_{цi}$ определяют среднемассовую температуру газа

$$T_{цi} = \frac{p_{цi}V_{цi}}{RJ_{цi}}.$$

Следующим этапом расчета является определение доли продуктов сгорания $q_{ц.г}$ в выпускных газах. Газы, выходящие из цилиндра, рассматриваются как смесь, состоящая из двух компонентов: продуктов сгорания и воздуха. Разделение этой смеси на составляющие возможно двумя способами.

Первый способ основывается на опытной кривой $\alpha_r = f(\varphi)$, получаемой при стробоскопическом отборе пробы газа из сечения замера выпускного патрубка, второй — на расчетной кривой $T_{ц.в}$.

В первом случае используется уравнение массового баланса газа для объема патрубка $V_{п}$, которое при сделанных ранее допущениях записывается в виде

$$\alpha_{ц.г}G_{в\alpha=1} - \alpha_r G_{г\alpha=1} = \frac{d(J_{п\alpha=1}\alpha_r)}{dt}, \quad (18)$$

где α_r — коэффициент избытка воздуха в сечении замера;
 $\alpha_{ц.г}$ — коэффициент избытка воздуха в выпускных органах;

$G_{в\alpha=1}$, $G_{г\alpha=1}$ — секундный расход «чистых» продуктов сгорания соответственно через выпускные органы и сечение замера;

$J_{п\alpha=1}$ — количество чистых продуктов сгорания в объеме патрубка $V_{п}$.

Уравнение (18) с учетом баланса чистых продуктов сгорания (при $\alpha = 1$)

$$G_{в\alpha=1} - G_{г\alpha=1} = \frac{dJ_{п\alpha=1}}{dt}$$

и выражений для коэффициентов избытка воздуха

$$\alpha_{ц.г} = \frac{G_{в}}{G_{в \alpha=1}} \frac{\beta_{0 \alpha=1}}{\beta_0},$$

$$\alpha_{г} = \frac{J_{п}}{J_{п \alpha=1}} \frac{\beta_{0 \alpha=1}}{\beta_0}$$

после дифференцирования правой части приводится к виду

$$G_{в} \frac{\alpha_{ц.г} - \alpha_{г}}{\alpha_{ц.г}} = \frac{J_{п}}{\alpha_{г}} \frac{d\alpha_{г}}{d\tau}.$$

Отсюда отношение

$$\frac{\alpha_{г}}{\alpha_{ц.г}} = 1 - \frac{J_{п}}{G_{в}\alpha_{г}} \frac{d\alpha_{г}}{d\varphi} 6n. \quad (19)$$

По формуле (19) определяют значения $\alpha_{ц.г} = f(\varphi)$ в выпускных органах на основании опытной кривой $\alpha_{г} = f(\varphi)$, расхода газа $G_{в}$ и величины $J_{п}$. Тогда доля продуктов сгорания в газах, вытекающих из выпускных органов, находится из выражения

$$q_{ц.г} = \frac{(\alpha_{ц.г})_{нп} L'_0 + 1}{\alpha_{ц.г} L'_0 + 1},$$

где $(\alpha_{ц.г})_{нп}$ — коэффициент избытка воздуха при сгорании в цилиндре, определяемый по кривой $\alpha_{ц.г} = f(\varphi)$ в точке НП или как среднее значение за период свободного выпуска;

$L'_0 = 14,3$ кг — теоретическое количество воздуха, необходимого для сгорания 1 кг топлива среднего состава.

Второй способ определения величины $q_{ц.г}$ предложен в работе [22] и вытекает из формул для теплосодержания и теплоемкости смеси газов в выпускных органах

$$T_{ц.в} c_p = q_{ц.г} T_{ц.г} c''_p + (1 - q_{ц.г}) T'_s c'_p; \quad (20)$$

$$c_p = q_{ц.г} c''_p + (1 - q_{ц.г}) c'_p, \quad (21)$$

здесь $T_{ц.г}$ — температура продуктов сгорания в цилиндре;
 T'_s — температура воздуха в цилиндре с учетом подогрева от стенок;

c_p — теплоемкость выпускных газов;

c''_p — теплоемкость продуктов сгорания;

c'_p — теплоемкость воздуха.

Уравнение (20) запишем в виде

$$\frac{T_{ц.в} c_p}{c'_p} = q_{ц.г} T_{ц.г} \frac{c''_p}{c'_p} + (1 - q_{ц.г}) T'_s.$$

С учетом формулы (21) отношение

$$\frac{c_p}{c_p'} = q_{ц.г} \frac{c_p''}{c_p'} + (1 - q_{ц.г}).$$

Подставляя формулу (21) в формулу (20) и решая относительно $q_{ц.г}$, получим

$$q_{ц.г} = \frac{1}{1 + \frac{c_p''}{c_p'} \frac{T_{ц.г} - T_{ц.в}}{T_{ц.в} - T_s'}}. \quad (22)$$

Отношение изобарных массовых теплоемкостей продуктов сгорания и воздуха определяют по формулам

$$c_p'' = \left[\frac{0,01}{\alpha_{ц.г}} + 0,225 + \left(\frac{0,9}{\alpha_{ц.г}} + 2,04 \right) \cdot 10^{-5} T_{ц.г} \right] 4187; \quad (23)$$

$$c_p' = (0,227 + 2,07 \cdot 10^{-5} T_s') 4187. \quad (24)$$

Изменение температуры $T_{ц.г}$ по сравнению с начальным значением $T_{ц.нп}$ в момент поступления воздуха в цилиндр обуславливается изменением давления в цилиндре $p_{ц}$ и теплообменом со стенками. Последний фактор учитывать сложно. Из-за кратковременности процесса и незначительного температурного напора влиянием теплообмена можно пренебречь. Тогда

$$T_{ц.г} = T_{ц.нп} \left(\frac{p_{ц}}{p_{ц.нп}} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (25)$$

где $k = 1,34$ — для продуктов сгорания.

Очевидно, при сделанных допущениях и незначительном изменении $p_{ц}$ в период продувки $T_{ц.г} \approx T_{ц.нп} = \text{const}$.

Изменение температуры T_s также зависит от интенсивности теплообмена воздуха со стенками и температуры T_s перед впускными органами. Обычно изменением теплообмена по времени пренебрегают и принимают $T_s' = T_s + \Delta t$, где постоянной величиной $\Delta t = 6 \div 10$ К учитывается подогрев воздуха от теплообмена со стенками.

Для средних значений температур $T_{ц.г} = 780$ К; $T_s' = 320$ К при $\alpha_{ц.г} = 1,9$ отношение теплоемкостей $c_p''/c_p' \approx 1,08$, и формула для расчета доли продуктов сгорания в выпускных газах имеет вид

$$q_{ц.г} = \frac{1}{1 + 1,08 \frac{T_{ц.г} - T_{ц.в}}{T_{ц.в} - T_s'}}. \quad (26)$$

Можно отметить, что оба способа разделения выпускных газов на продукты сгорания и воздух дают примерно одинаковый результат. Коэффициент остаточных газов в точке a при нахождении величины $q_{ц.г}$ по составу газа [формула (19)] и по температурам [формула (26)] оказался соответственно равным: 0,091 и 0,082 — для двигателя

Гетаверкен DM 76/150 VGS7U; 0,1045 и 0,093 — для двигателя МАН K9Z 70/120 A5. С точки зрения организации экспериментальных исследований газообмена на двигателе температурный способ проще. Однако в целях контроля желательнее использование обоих способов определения величины $q_{ц.г}$.

На основании величин $q_{ц.г}$ расход продуктов сгорания из цилиндра

$$\Delta G_{ц.г} = q_{ц.г} \mu_B \Delta G_{в.г}$$

Тогда количество продуктов сгорания в цилиндре в рассматриваемый момент времени

$$J_{г.г} = J_{г.г-1} - \Delta G_{ц.г}$$

На первом участке $\Delta\varphi$ от начала продувки $J_{г.г-1} = J_{ц.нп}$.

При дозарядке цилиндра на IV участке диаграммы время—сечение

$$J_{г.г} = J_{г.г-1} + \Delta G_{ц.г}$$

В данный момент времени количество свежего заряда воздуха, остающегося в цилиндре и теряемого через выпускные органы, соответственно равно

$$J_{ц.с} = J_{н.г} - J_{г.г}$$

$$J_{с.в} = J_{с.г} - J_{ц.с}$$

Таким образом определяют величины, характеризующие баланс расхода газа через впускные и выпускные органы, количество и состав газа в цилиндре при газообмене.

Полученные результаты представляются графически в виде зависимостей $J_{ц} = f(\varphi)$, $J_{ц.с} = f(\varphi)$, $J_{г} = f(\varphi)$, $J_{с} = f(\varphi)$. Анализ их позволяет дать количественную оценку протекания процессов очистки и наполнения за весь период газообмена (см. § 5).

В заключительной стадии расчета определяют текущие значения качественных показателей газообмена.

Процессы продувки — наполнения цилиндра характеризуются коэффициентами наполнения

$$\eta_{н.г} = \frac{J_{ц.с}}{V_{с.г} \rho_{с.г}}; \quad \eta_{н.с} = \frac{J_{ц.с}}{V_{ц.г} \rho_{с.г}}$$

где $V_{с.г} \rho_{с.г}$ — теоретический заряд в рабочем объеме цилиндра;

$V_{ц.г} \rho_{с.г}$ — теоретический заряд в полном текущем объеме цилиндра.

Величина $\eta_{н}$ является относительной мерой наполнения рабочего объема цилиндра $V_{с}$.

В отличие от $\eta_{н}$ коэффициентами $\eta_{н}$ учитываются только потери в процессе наполнения.

Нетрудно показать, что

$$\eta_{н.г} = \frac{\rho_{ц.г}}{\rho_{с.г}} \frac{1}{(1 + \gamma_{г.г})}$$

где $\gamma'_{ri} = J_{ri}/J_{usi}$ — текущее значение коэффициента остаточных газов.

Поступление воздуха на продувку оценивается коэффициентом продувки

$$\varphi_a = \frac{J_{si}}{J_{usa}}$$

По темпу изменения кривых $\eta_n = f(\varphi)$, $\eta'_n = f'(\varphi)$, $\gamma'_r = f'(\varphi)$, $\varphi_a = f(\varphi)$ можно судить о скорости процессов продувки—наполнения и очистки цилиндра.

Для всего периода газообмена очистку цилиндра можно характеризовать коэффициентом содержания продуктов сгорания, представляющим собой отношение текущего количества продуктов сгорания в цилиндре J_{ri} к заряду свежего воздуха в начале сжатия J_{usa}

$$\gamma_{ri} = \frac{J_{ri}}{J_{usa}}$$

В характерных точках процесса коэффициент γ_{ri} равен:
— в начале выпуска (точка b , см. рис. 17).

$$\gamma_{rb} = \frac{J_{ub}}{J_{usa}} = \frac{J_{rb} + J_{ra}}{J_{usa}} = \beta_0 + \gamma_r,$$

где J_{rb} — количество продуктов сгорания в цилиндре к началу выпуска без учета остаточных газов от предыдущего цикла;

— в начале продувки (точка НП)

$$\gamma_{rнп} = \frac{J_{н.нп}}{J_{usa}} = \frac{q_1 J_{u.b}}{J_{usa}} = q_1 (\beta_0 + \gamma_r),$$

где $q_1 = J_{н.нп}/J_{u.b}$ — доля продуктов сгорания, удаляемая из цилиндра за период свободного выпуска;

— в начале сжатия (точка a)

$$\gamma_{ra} = \frac{J_{ra}}{J_{usa}}$$

Кривые температуры и количества газа характеризуют также способы очистки—наполнения цилиндра, составляющие две взаимосвязанных части единого процесса газообмена, протекающего одновременно в период принудительного выпуска—продувки. Например, на участке угла поворота вала, где $J_{si} = J_{usi}$ и $T_{ц.в} = T_{ц.г}$, происходит вытеснение продуктов сгорания из цилиндра и наполнение его свежим зарядом воздуха. В случае же равенства среднemasовой температуры $T_{ц.г}$ температуре газа у выпускных органов $T_{ц.в}$ имеем условия полного перемешивания продуктов сгорания и воздуха в цилиндре.

Для характеристики протекания процессов очистки—наполнения примем следующие показатели (табл. 2) и кривые газообмена.

1. Коэффициенты перемешивания k'_n , k_n , представляющие собой соответственно долю неперемешавшихся в цилиндре продуктов сго-

рания в выпускных газах и долю неперемешавшегося в цилиндре воздуха в выпускных газах. Из уравнения теплосодержания для выпускных газов, состоящих из газа с температурой $T_{ц}$ и неперемешавшихся в цилиндре продуктов сгорания с температурой $T_{ц,г}$ или неперемешавшегося воздуха с температурой T'_s , при равенстве теплоемкостей имеем

$$T_{ц,вi} = k_{ni} T_{ц,гi} + (1 - k_{ni}) T_{цi};$$

$$T_{ц,вi} = k'_{ni} T'_s + (1 - k'_{ni}) T_{цi},$$

откуда

$$k_{ni} = \frac{T_{ц,вi} - T_{цi}}{T_{ц,гi} - T_{цi}} \quad \text{и} \quad k'_{ni} = \frac{T_{цi} - T_{ц,вi}}{T_{цi} - T'_s}.$$

Для выявления закономерностей очистки цилиндра до момента полного перемешивания, когда $T_{ц,в} = T_{ц}$ и $k_{ni} = 0$, анализируется зависимость $k_{ni} = f(\eta_s)$ [25]. После этого момента доля неперемешавшегося в цилиндре воздуха, проходящего через выпускные органы, определяется величиной k'_{ni} .

2. Текущее значение коэффициента продувки

$$\varphi_{st} = \frac{J_{si}}{J_{usi}}.$$

3. Кривая очистки цилиндра

$$\eta_s = f(\varphi_s),$$

где $\eta_{st} = \frac{J_{usi}}{J_{ui}} = \frac{1}{1 + \gamma'_r}$ — коэффициент очистки цилиндра;

$\varphi_{st} = \frac{J_{si}}{J_{ui}}$ — коэффициент избытка продувочного воздуха, отнесенный к общему количеству газа в цилиндре.

4. Кривая наполнения цилиндра

$$\eta'_n = f(\varphi_n),$$

где $\varphi_{ni} = \frac{J_{si}}{V_{ци} \rho_{si}}$ — коэффициент избытка продувочного воздуха, отнесенный к теоретическому заряду воздуха в текущем полном объеме цилиндра.

Коэффициенты η_s и η'_n связаны соотношением

$$\eta'_{ni} = \frac{\rho_{ui}}{\rho_{si}} \frac{1}{1 + \gamma'_r} = \frac{\rho_{ui}}{\rho_{si}} \eta_{st}.$$

При перетекании воздуха из цилиндра в выпускной тракт без удаления продуктов сгорания (прорыв воздуха) коэффициенты η_s , η'_n в конце фазы продувки могут уменьшаться при увеличении φ_s и φ_n , что указывает на утечку воздуха из цилиндра и уменьшение заряда.

Стадии протекания процессов очистки — наполнения в период принудительного выпуска—продувки цилиндра

Послойное вытеснение	Частичное перемешивание	Полное перемешивание	Частичный прорыв воздуха	Полный прорыв воздуха
$T_{ц.в} = T_{цг}$ $k_{п} = 1$	$T_{ц.в} > T_{ц}$ $0 < k_{п} < 1$	$T_{ц.в} = T_{ц}$ $k_{п} = 0, k_{п}^1 = 0$	$T_{ц.в} < T_{ц}$ $0 < k_{п}^1 < 1$	$T_{ц.в} = T_{с}^1$ $k_{п}^1 = 1$
$J_{si} = J_{цsi}$ $\varphi_a = 1$	$J_{si} > J_{цsi}$ $\varphi_a > 1$	$J_{si} > J_{цsi}$ $\varphi_a > 1$	$J_{si} > J_{цsi}$ $\varphi_a > 1$	$J_{si} > J_{цsi}$ $\varphi_a > 1$
$\eta_s = \varphi_n$	$\eta_s < \varphi_s$	$\eta_s < \varphi_s$	$\eta_s < \varphi_s$	$\eta_s = \text{const}$
$\eta_n = \varphi_n$	$\eta_n < \varphi_n$	$\eta_n < \varphi_n$	$\eta_n < \varphi_n$	$\eta_n = \text{const}$

Определение текущих значений коэффициентов качества газообмена и построение графиков их изменения в функции угла поворота вала является заключительной стадией расчета.

§ 5

Анализ процессов очистки — наполнения

По изложенной методике были проделаны расчеты кривых газообмена судовых дизелей с различными схемами газообмена и способами наддува.

Для двигателя *Сторк* Hot1₀ 8 × 76 × 160 кривые газообмена на режиме полного хода ($p_i = 7 \cdot 10^5$ н/м², $n = 108$ об/мин) приведены на рис. 17.

Двигатель имеет прямоточно-клапанную продувку с четырьмя выпускными клапанами (рис. 18). Продувочные окна расположены равномерно по окружности цилиндра под углом 12° к радиусу. Потерянный ход по продувочным окнам равен 13%. Особенности процессов очистки—наполнения обуславливаются также импульсным подводом газа к турбине с чередованием импульсов через 180° п. к. в.

За фазу предварения интенсивный выпуск газа из цилиндра происходит до момента $p_{г\text{max}}$ (62° до НМТ), когда на кривой $J_{ц}$ отмечается точка перегиба (рис. 17). Затем расход газа G_b резко уменьшается. Точка НП в данном случае соответствует моменту начала открытия продувочных окон. Однако в силу значительного предварения открытия выпускных клапанов величина $J_{ц}$ падает от 0,89 кг (в точке *b*) до 0,46 кг (в точке НП) и коэффициент γ_r соответственно уменьшается с 1,11 до 0,56. Удалению газов из цилиндра способст-

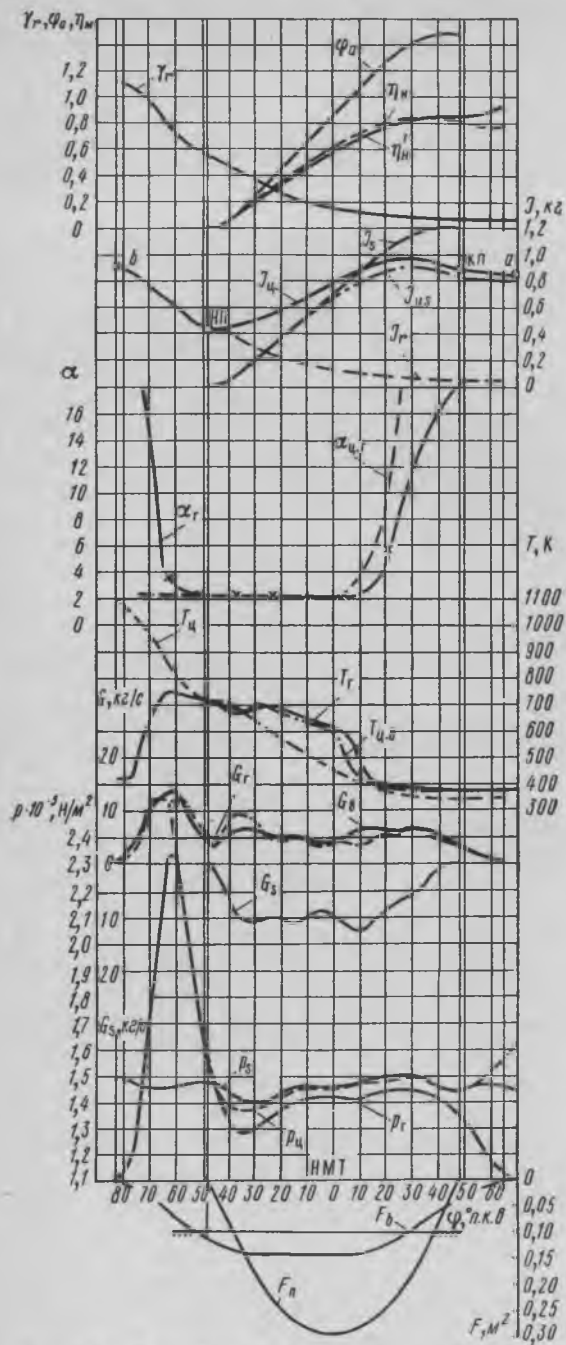


Рис. 17. Кривые газообмена двигателя Сторк Hot10 8 × 75 × 160

вует также падение давления p_r до атмосферного к началу выпуска.

На двигателе Сторк отсутствует заброс газов. Принудительный выпуск начинается сразу же с момента открытия продувочных окон. На участке, где $J_s = J_{us}$, происходит вытеснение продуктов сгорания и зависимость $\eta_s = f(\varphi_s)$ совпадает с прямой $\eta_s = \varphi_s$ (рис. 19). Около НМТ воздух достигает выпускных органов, и продукты сгорания удаляются в смеси с воздухом. Коэффициент перемешивания уменьшается от единицы при $\varphi = 37^\circ$ п. к. в. до НМТ до 0,076 в конце принудительного выпуска по зависимости, близкой к экспоненте

$$k_n = \exp \left[-\beta_n \left(\frac{\eta_s}{1 - \eta_s} \right)^2 \right]$$

с параметром перемешивания $\beta_n = 0,05$ (рис. 20) [25].

Вторая стадия очистки (после НМТ) характеризуется малой эффективностью. Количество удаляемых продуктов сгорания незначительно (около 0,1 кг, или 11% величины $J_{c.2}$), кривые J_r и γ_r (рис. 17) изменяются плавно, а темп возрастания кривой $\eta_s = f(\varphi_s)$ (рис. 19) замедляется. К моменту закрытия продувочных окон $\eta_s = 0,945$ при

$\varphi_s = 1,33$, а коэффициент остаточных газов практически достигает конечного значения $\gamma_{га} = 0,06$ (рис. 17). Баланс расхода газа через выпускные органы (8) удовлетворяется при коэффициенте расхода $\mu_b = 0,63$. Низкое значение μ_b можно объяснить отсутствием упорядоченного движения газа и воздуха при входе в клапаны и наличием местных сужений сечений, примыкающих к периферийным участкам камеры сгорания.

Процессы продувки — наполнения цилиндра протекают при очень малом перепаде давления в продувочных окнах, что обуславливается развитым их сечением (см. диаграмму время—сечение, рис. 17). Ощутимая потеря давления в окнах отмечается лишь в начальной фазе их открытия ($\Delta p_{п\max} = 0,05 \times 10^5 \text{ Н/м}^2$). По мере увеличения сечения окон потеря давления уменьшается до $0,005 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ и на осциллограмме (рис. 17) линии p_s и $p_{ц}$ практически совпадают.

В период продувки расход воздуха через окна G_s значительно превышает расход газов через клапаны G_b . При ограниченном объеме выпускной системы это приводит к увеличению давления в патрубке p_r , цилиндре $p_{ц}$ и перед окнами p_s . Можно отметить высокую равномерность поступления продувочного воздуха по времени. Как видно из кривой J_s , примерно половина воздуха проходит через окна до НМТ (56% от общего расхода $J_s = 1,2 \text{ кг}$). Количество воздуха, равное заряду ($\varphi_a = 1$), поступает в цилиндр при повороте вала на 8° п. к. в. после НМТ.

Суммарный расход воздуха через продувочные окна равен опытному значению $J_{цикл}$ [см. формулу (4)] при коэффициенте расхода $\mu_{п} = 0,76$.

Заряд воздуха в цилиндре $J_{цс}$ и коэффициент наполнения η_n возрастают до максимальных значений еще до закрытия продувочных окон. В дальнейшем, вследствие падения давления p_r и уменьшения сечения продувочных окон, происходит потеря заряда, которая продолжается и на IV участке диаграммы время—сечение. В результате к концу продувки коэффициент наполнения η_n понижается от $\eta_{n\max} = 0,835$ до 0,81, а к началу сжатия η_n падает до 0,76. Более раннее закрытие выпускных клапанов, как это следует из рис. 17, способствовало бы увеличению заряда воздуха в цилиндре.

Стадии наполнения цилиндра при очистке вытеснением и частичном перемешивании видны из сопоставления кривых J_s и $J_{цс}$ (рис. 17)

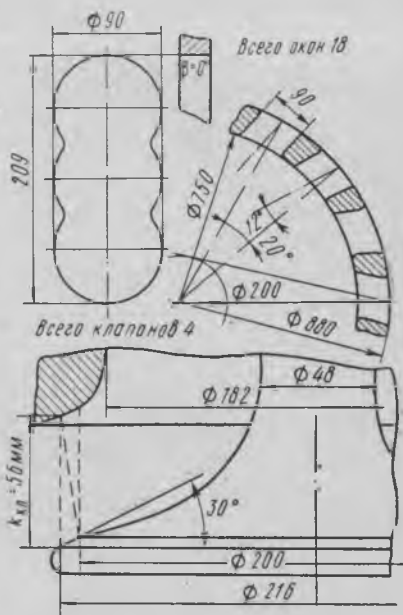


Рис. 18. Газораспределительные органы двигателя Сторк

и уточняются по кривой наполнения $\eta'_n = f(\varphi_n)$ на рис. 21. Почти до прихода поршня в НМТ кривые J_s и $J_{цс}$ совпадают, а коэффициент наполнения η'_n возрастает по линейному закону $\eta'_n = \varphi_n$ до значения

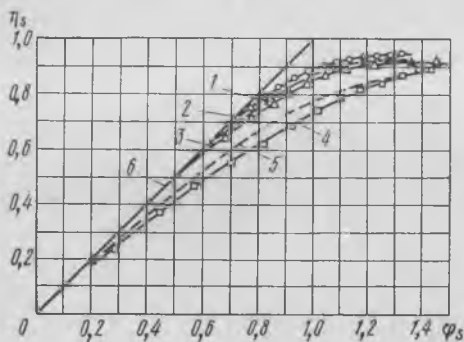


Рис. 19. Зависимость коэффициента очистки η_s от коэффициента избытка продувочного воздуха φ_s для двигателей

1 — Сторк; 2 — Гетаверкен; 3 — МАН; 4 — Зульцер; 5 — для модели газообмена двигателя Зульцер RD; 6 — послойное вытеснение

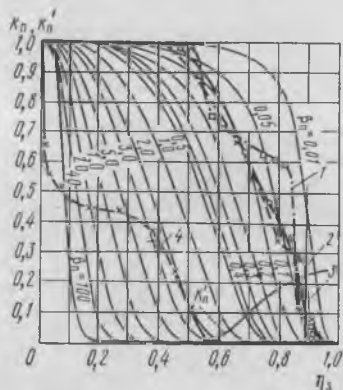


Рис. 20. К определению закономерностей очистки цилиндров судовых дизелей

1 — Сторк; 2 — Гетаверкен; 3 — МАН; 4 — Зульцер

$\eta'_n = 0,43$ (рис. 21). Этой величине η'_n соответствует угол поворота вала 10° до НМТ, после чего кривые J_s и $J_{цс}$ расходятся, а кривая наполнения $\eta'_n = f(\varphi_n)$ отклоняется от прямой 1. С этого момента наполнение цилиндра идет при частичном перемешивании и темп наполнения снижается. Конечное значение $\eta'_n = 0,83$ достигается при избытке продувочного воздуха $\varphi_n = 1,21$.

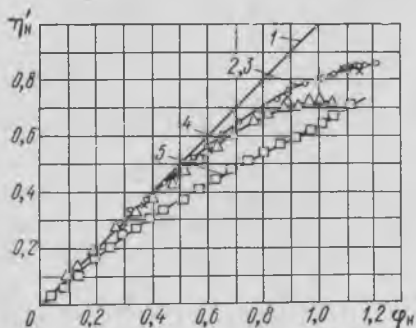


Рис. 21. Зависимость коэффициента наполнения η'_n от коэффициента избытка продувочного воздуха φ_n для двигателей

1 — послойное вытеснение; 2 — Сторк; 3 — Гетаверкен; 4 — МАН; 5 — Зульцер

Рассмотренное изменение процессов очистки—наполнения следует и из анализа кривых $T_\Gamma = f(\varphi)$, $\alpha_\Gamma = f(\varphi)$. Резкое снижение температуры газа в патрубке и повышение коэффициента избытка воздуха α_Γ указывают на поступление воздуха в выпускной тракт.

Следует заметить, что средне-массовая температура в цилиндре в начале сжатия $T_{ца} = 342$ К близка к средней арифметической

$$\frac{(T_s + \Delta t) + T_{\Gamma \min}}{9} = \frac{304 + 6 + 370}{2} = 340 \text{ К,}$$

где $T_{\Gamma \min}$ — минимальная температура газов в выпускном патрубке.

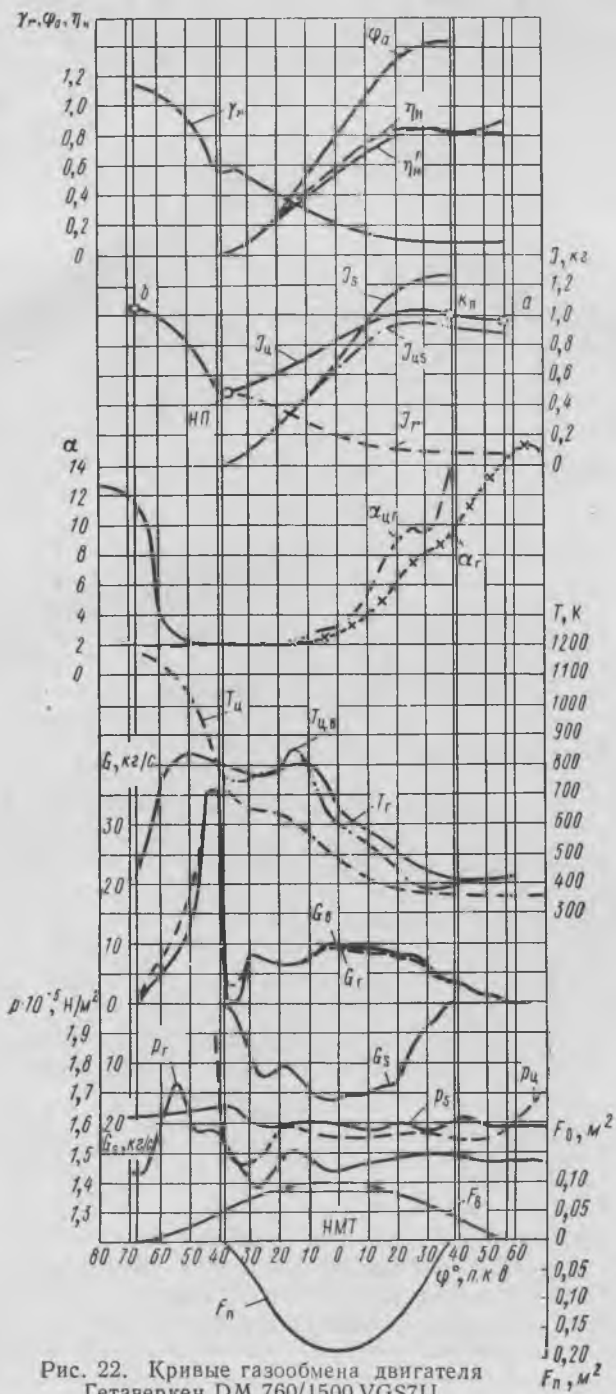


Рис. 22. Кривые газообмена двигателя Гетаверкен DM 760/1500 VGS7U

Этот вывод имеет значение для обоснования формулы (28) определения коэффициента остаточных газов через температуру.

Для двигателя Гетаверкен DM 760/1500 VGS7U протекание газообмена на режиме полного хода ($p_i = 8,1 \cdot 10^5$ Н/м², $n = 111$ об/мин) характеризуется кривыми на рис. 22.

Двигатель имеет прямоточно-клапанную продувку с одним выпускным клапаном (рис. 23) и последовательный комбинированный наддув

при постоянном давлении газа перед турбиной. В отличие от импульсного наддува предварение открытия выпускного клапана составляет малую величину (76° п. к. в. до НМТ—геометрическое и 67,5° п. к. в. до НМТ — действительное). Однако в период предварения наблюдается интенсивный выпуск газа со все возрастающим расходом G_B , достигающим максимума почти к моменту открытия продувочных окон. Величина $G_{B \max}$ у двигателя Гетаверкен примерно в два раза превышает значение $G_{B \max}$ у двигателей с импульсным наддувом. Несмотря на малое время — сечение предварения выпуска, за этот период удаляется более половины содержимого цилиндра и коэффициент γ_r понижается с 1,12 до 0,55 в точке НП. К началу открытия продувочных окон давление в цилиндре падает до p_s в ресивере и затем

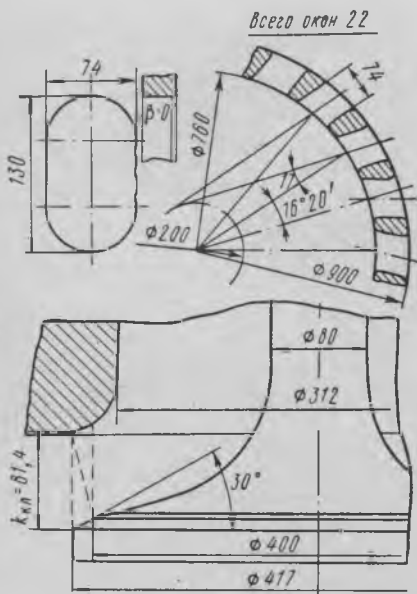


Рис. 23. Газораспределительные органы двигателя Гетаверкен

тем, вследствие эжектирующего действия потока газа, вытекающего из цилиндра, оно снижается до давления в выпускном патрубке p_r . Принудительный выпуск в начальной стадии (приблизительно до НМТ) характеризуется послойным вытеснением продуктов сгорания, когда $T_{ц.в} \approx T_{ц.г}$ ($k_p = 1$), $J_s = J_{цс}$, а $\eta_s = \varphi_s$, $\eta_n = \varphi_n$ (рис. 19, 21). В этот период происходят интенсивная очистка и наполнение цилиндра; коэффициент содержания продуктов сгорания γ_r падает с 0,55 до 0,2, а наполнения η_n возрастает до 0,56. К приходу поршня в НМТ продувочный воздух достигает выпускных органов и оставшиеся газы удаляются при частичном перемешивании с воздухом.

При очистке перемешиванием из цилиндра удаляется около 15,3% газа от общего количества в точке b . Процесс принудительного выпуска практически заканчивается за 10—15° п. к. в. до закрытия продувочных окон, когда поступающий воздух оказывает незначительное влияние на очистку цилиндра и γ_r уменьшается от 0,1 до 0,08, что и характеризует величину коэффициента остаточных газов к началу сжатия. Суммарный расход газа через выпускные органы равен цикловому расходу $J_{г.цикл}$ при $\mu_v = 0,85$.

Закономерность очистки цилиндра от продуктов сгорания раскрывается также при анализе кривых $\eta_s = f(\varphi_s)$ (рис. 19) и $k_n = f(\eta_s)$ (рис. 20). До значения коэффициента очистки $\eta_s = 0,63$ происходит вытеснение продуктов сгорания и кривая очистки 2 совпадает с прямой 6 (рис. 19). Более четко момент перехода к очистке цилиндра при частичном перемешивании устанавливается по кривой $k_n = f(\eta_s)$. Как видно из рис. 20, частичное перемешивание ($k_n < 1$) наступает уже при значениях $\eta_s > 0,5$. Закономерность очистки цилиндра $k_n = f(\eta_s)$ также близка к экспоненциальной со средним значением параметра перемешивания $\beta_n = 0,07$.

Продувка цилиндра начинается сразу же с момента открытия продувочных окон и в течение всего периода протекает при значительном превышении расхода через продувочные окна G_s над расходом через выпускной клапан G_v . Это сопровождается интенсивным вытеснением продуктов сгорания, увеличением массы воздуха в цилиндре J_{us} и снижением среднемассовой температуры газа $T_{п}$. Однако процесс продувки несколько тормозится подходом волны давления p_r от следующего по порядку работы цилиндра. Отметим, что на рис. 22 приведены кривые газообмена для цилиндра № 4, который в отношении влияния колебаний на выпуске находится в благоприятных условиях.

В § 13 отмечается, что волны давления (прямые и отраженные) вызывают ухудшение газообмена концевых цилиндров № 1 и 7, особенно цилиндра № 1, продувка которого затруднена из-за подхода волны давления повышенной амплитуды от цилиндра № 7 и собственного отраженного импульса.

Для цилиндра № 4 расход воздуха равен заряду ($\varphi_a = 1$) при $\varphi = 9^\circ$ п. к. в. после НМТ, а коэффициент наполнения $\eta_{n \max} = 0,85$ за 15° п. к. в. до момента закрытия продувочных окон.

В последующие периоды еще при открытых продувочных окнах происходит потеря заряда воздуха и к моменту закрытия окон η_n падает до 0,82. Незначительная потеря заряда происходит и после закрытия впускных органов. В результате к началу сжатия имеем $\eta_{na} = 0,8$, $\varphi_a = 1,435$, $\gamma_{ra} = 0,08$ и $\eta_{sa} = 0,928$ при $\varphi_{sa} = 1,29$. Коэффициент расхода продувочных окон μ_n , удовлетворяющий равенству (4), составляет 0,85.

Для двигателя Гетаверкен, так же как и для двигателя Сторк, характерно поступление в цилиндр примерно половины заряда воздуха при очистке цилиндра вытеснением. Кривые наполнения $\eta_n = f(\varphi_n)$ (рис. 21) для этих двигателей практически совпадают. Отклонение кривой 2 от прямой 1 наступает при $\eta_n = 0,4$, что соответствует углу поворота вала 9° до НМТ. Конечное значение $\eta_{na} = 0,83$ достигается при коэффициенте избытка продувочного воздуха $\varphi_{na} = 1,17$, и дальнейшее увеличение φ_n не влияет на наполнение цилиндра.

Двигатель Зульцер 6RD76 имеет контурную (петлевую) схему газообмена (рис. 24). По общему расположению окон она близка к схеме газообмена двигателей МАН KZ (см. рис. 27). Для обеспечения направленного петлевого движения воздуха продувочные окна имеют углы наклона в плане и к оси цилиндра, согласуемые с формой днища

поршня. Однако процессы газообмена у этих двигателей протекают неодинаково — на двигателе МАН с преобладающим влиянием стадии вытеснения, на двигателе Зульцер с преобладающим влиянием стадии перемешивания. В известной степени это объясняется различиями в наклоне продувочных окон и форме днища поршня и возможным влиянием большого перепада давления в продувочных окнах, создаваемого подпоршневым насосом (ППН) на двигателе

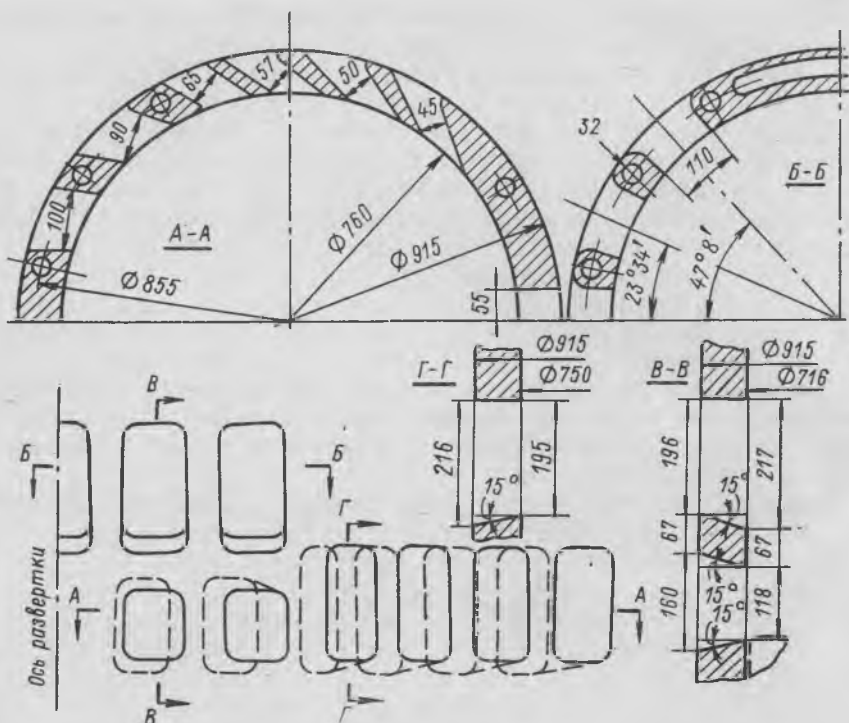


Рис. 24. Газораспределительные органы двигателя Зульцер

Зульцер. Другие особенности газообмена двигателя Зульцер обуславливаются управляемым выпуском газа и импульсным его подводом к турбине с чередованием импульсов через 120° .

На основе расчетно-экспериментального метода рассмотрим протекание газообмена по времени на режиме полного хода ($p_i = 8,34 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, $n = 116 \text{ об/мин}$).

Как показывают кривые газообмена (рис. 25), в период предварения выпуска происходит резкое увеличение расхода газа через выпускные окна. Однако вследствие малого время — сечения и торможения выпуска импульсом давления количество удаляемых продуктов сгорания невелико и к началу продувки составляет $0,35 \cdot J_{ц.б}$ ($\gamma_{гнп} = 0,73$), а давление $p_{ц.нп} = 2,22 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. При отсутствии подпора со стороны подпоршневого пространства это привело бы к забросу

газа в ресивер. Повышение давления перед окнами до $p_s = 2,22 \cdot 10^5$ Н/м² исключает заброс газов.

Дальнейшее увеличение перепада давлений и время—сечения впускных органов вызывает интенсивное удаление продуктов сгорания и уже при $\varphi = 16^\circ$ п. к. в. до НМТ коэффициент γ_r падает до 0,4. В этот момент отмечается равенство температур средне-массовой $T_{ц}$ и у выпускных органов $T_{ц.в.}$, т. е. фиксируются условия полного перемешивания в цилиндре продуктов сгорания и воздуха.

В предшествующие периоды принудительного выпуска удаление продуктов сгорания также протекает при значительном перемешивании с воздухом. Из анализа кривой $k_n = f(\eta_s)$ (см. рис. 20) видно, что в данном случае практически отсутствует фаза послышного вытеснения. Доля неперемешавшихся продуктов сгорания резко уменьшается и к отмеченному выше моменту времени при $\eta_s = 0,55$ наступает полное перемешивание ($k_n = 0$). Изменение $k_n = f(\eta_s)$ характеризуется переменными значениями параметра перемешивания β_n .

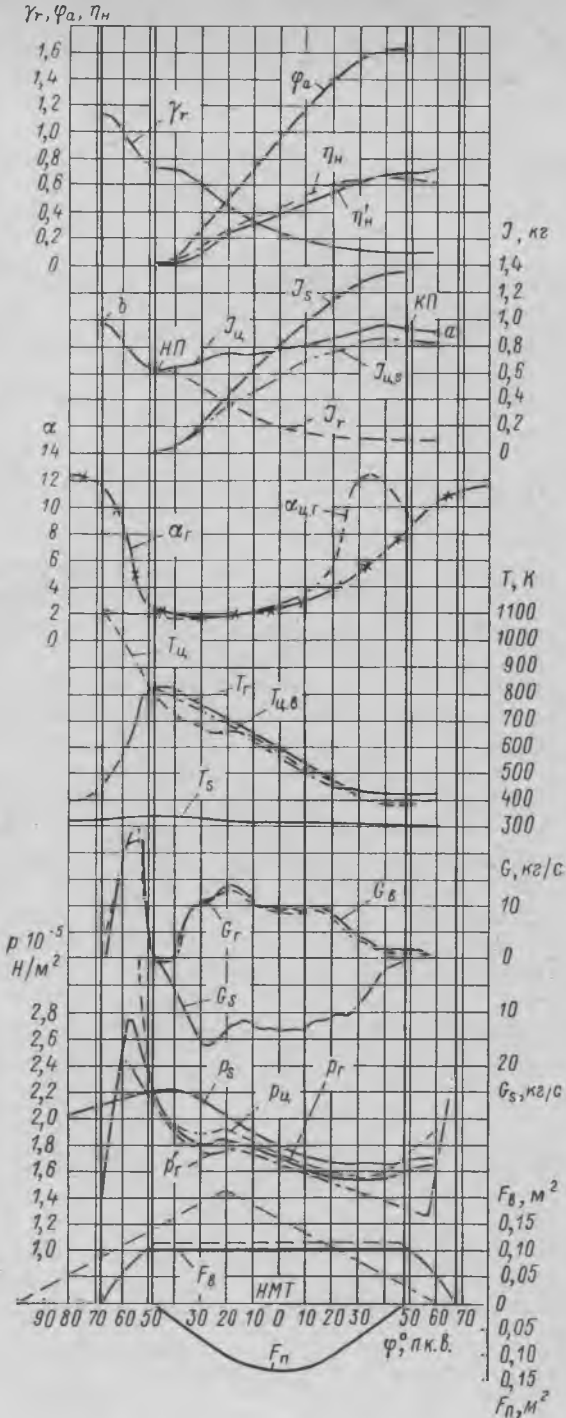


Рис. 25. Кривые газообмена двигателя Зульцер 6RD76

В последующие периоды времени к выпускным органам начинает прорываться неперемешавшийся воздух, доля которого в выпускных газах при $\varphi = 20^\circ$ п. к. в. после НМТ составляет 22%

$$\left(k_{\Pi} = \frac{T_{\Pi} - T_{\Pi, в}}{T_{\Pi} - T_s} = \frac{475 - 440}{475 - 316} = 0,22 \right).$$

Такой характер очистки цилиндра вытекает из анализа кривых J_s и $J_{\Pi, с}$ на рис. 25. Воздух достигает выпускных органов в начальной фазе принудительного выпуска, и кривые J_s и $J_{\Pi, с}$ расходятся спустя 15° п. к. в. от начала открытия продувочных окон. Степень отклонения от условий вытеснения оценивается также по кривой $\eta_s = f(\varphi_s)$ (см. рис. 19). В точке, где $\eta_s = 0,56$ и $\varphi_s = 0,7$, имеем условия полного перемешивания, затем происходит частичный прорыв воздуха в выпускные органы.

Подобный характер протекания процесса очистки описывается Штоффелем [66] и Дедеоглу [58] по данным испытаний этого типа продувки на модели (см. кривую 5, рис. 19).

В работе [58] отмечается, что через 20° п. к. в. после начала продувки в выпускных газах (циклогексан, $\rho = 0,779$ кг/м³) обнаруживается продувочный воздух (четырёххлористый этилен, $\rho = 1,621$ кг/м³), прорывающийся через выпускные окна. Очистка цилиндра на модели заканчивается при $\eta_s = 0,86$ и $\varphi_s = 1,29$. Этот же результат на двигателе достигается при $\varphi_s = 1,34$.

Ухудшение очистки цилиндра в реальных условиях особенно заметно на промежуточных этапах продувки при $\varphi_s = 0,4 \div 1,2$, когда вследствие сильного перемешивания происходят значительные изменения температуры воздуха и продуктов сгорания в цилиндре, не учитываемые при проведении опытов на модели. Определенное влияние на отклонение кривых $\eta_s = f(\varphi_s)$ (см. рис. 19) оказывают также различия в изменении давления на впуске, выпуске и в условиях перетекания газа и жидкости на двигателе и на модели.

На характер очистки цилиндра перемешиванием указывают изменения состава и температуры газа в выпускном патрубке. На кривых $\alpha_r = f(\varphi)$ и $T_r = f(\varphi)$ (рис. 25) практически отсутствуют участки, где $\alpha = \text{const}$ и $T_r = \text{const}$. Суммарный расход газа через выпускные органы равен расходу $J_{r \text{ цикл}}$ (8) при $\mu_b = 0,966$. Это значение μ_b на 50% выше величины μ_b при выпуске через четыре клапана и на 13% при выпуске через один клапан. Одной из причин повышенного значения μ_b при выпуске через окна является пренебрежение перетеканием газа из цилиндра в ресивер через радиальный зазор между головкой поршня и втулкой. Наличие такого перетекания доказано экспериментально (§ 7).

Процессы продувки—наполнения характеризуются поступлением в цилиндр воздуха $J_{\Pi, с}$, изменением коэффициентов наполнения η_{Π} , η_{Π}' , продувки φ_a (рис. 25) и кривой наполнения $\eta_{\Pi}' = f(\varphi_{\Pi})$ (см. рис. 21). Большой перепад давления между ресивером и цилиндром, создаваемый ППН в начальной фазе продувки, приводит к резкому увеличению расхода воздуха G_s через продувочные окна. Характерная точка

$\varphi_a = 1$, когда количество поступившего воздуха равно заряду, наступает уже при положении поршня около НМТ. Однако вследствие перемешивания и прорыва воздуха в выпускной тракт увеличение количества воздуха в цилиндре $J_{цс}$ сильно отстает от роста J_s . Коэффициент наполнения η'_n уже в начальной фазе отклоняется от прямой $\eta'_n = \varphi_n$ (см. рис. 21) и возрастает медленнее, чем при послойном вытеснении.

Во второй фазе продувки (после НМТ) соотношение расходов воздуха через продувочные и выпускные окна таково, что при очистке перемешиванием коэффициент наполнения η'_n равномерно возрастает с увеличением φ_n . Возрастанию η'_n способствует также управляемый выпуск газа. Перекрытие выпускного канала заслонкой, как это следует из диаграммы время—сечение, обеспечивает равное с продувочными окнами изменение сечения выпускных органов. Выбранные фазы газораспределения и изменение сечений позволяют избежать потери заряда воздуха в конце продувки. Кривые $\eta_n = f(\varphi)$, $\eta'_n = f(\varphi)$ (рис. 25) не имеют участка падения коэффициентов наполнения и к концу продувки значения η'_n , η_n сохраняются постоянными. К моменту закрытия продувочных окон качество процессов продувки—наполнения характеризуется следующими значениями показателей: $\eta_n = 0,65$; $\eta'_n = 0,69$; $\varphi_a = 1,62$. Коэффициент расхода продувочных окон составляет 0,735.

Четвертый участок диаграммы время—сечение вследствие малого значения не оказывает заметного влияния на изменение показателей. Отмечается незначительная потеря заряда воздуха из цилиндра и коэффициент наполнения η_n снижается с 0,65 до 0,63. Газообмен заканчивается с коэффициентом остаточных газов $\gamma_{га} = 0,1$.

Анализ кривых газообмена показывает, что для выбранной схемы моменты газораспределения у шестицилиндрового двигателя подобраны оптимальными. Смещение фазы открытия выпускного канала заслонкой не дало положительных результатов [37]. Не оказывает какого-либо влияния на параметры двигателя и отделение клапанами собственно подпоршневого пространства от буферного объема ресивера. Применяемое на двигателях RND Зульцер разделение объемов (см. рис. 40) имеет целью повысить коэффициент подачи ППН, что имеет значение для системы наддува $p_T = \text{const}$ при пусках и малых нагрузках (см. § 17).

Для двигателя МАН K9Z 70/120 A5 протекание газообмена по времени на режиме полного хода ($p_i = 7,4 \cdot 10^5$ Н/м², $n = 116$ об/мин) показано на рис. 26. Петлевая схема продувки двигателей МАН типа KZ имеет своеобразное расположение окон (рис. 27), обеспечивающее для принятой формы днища поршня послойное вытеснение продуктов сгорания на значительной фазе периода принудительного выпуска.

Снятие фаски под углом 45° на верхней кромке выпускных окон нехарактерно для двигателей МАН KZ и выполняется только при импульсном подводе газа к турбине. Совокупное влияние формы окон,

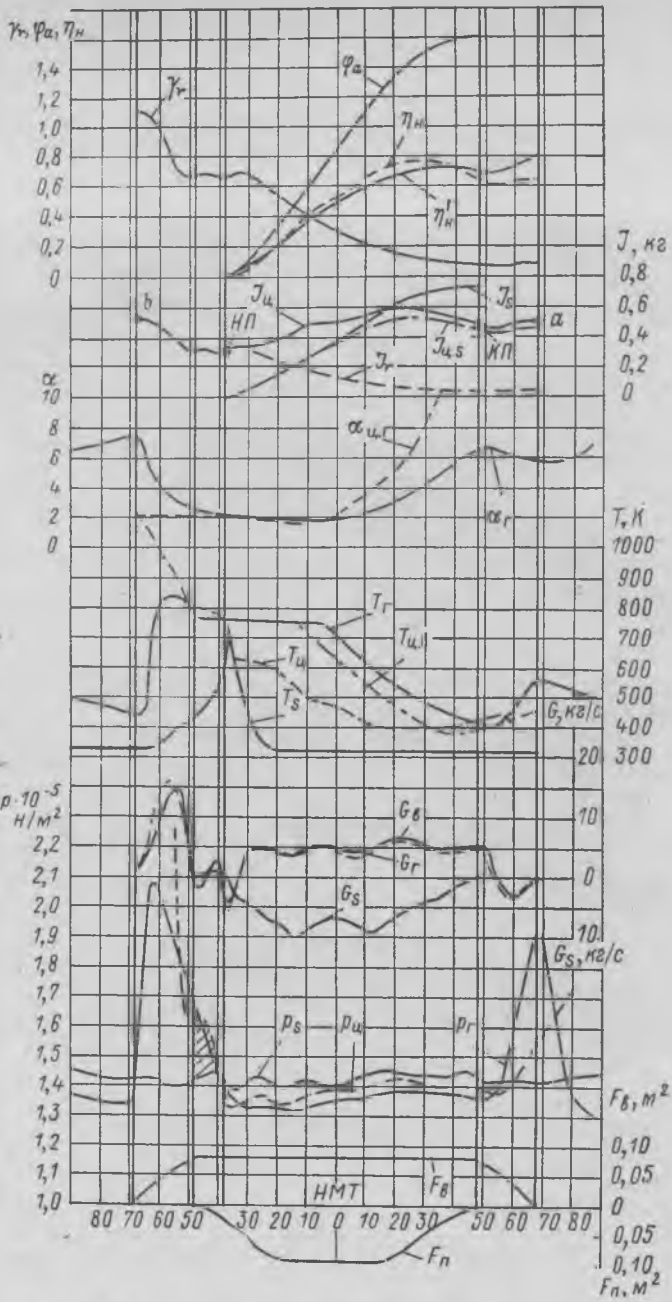


Рис. 26. Кривые газообмена двигателя МАН К9Z 70/120А5

симметричного газораспределения, колебаний давления на выпуске определяет следующие особенности протекания газообмена двигателя МАН К9Z 70/120 А5.

За время предварения выпуска количество газа в цилиндре уменьшается на 42% и коэффициент γ , падает до 0,65. Однако величина время—сечения предварения выпуска недостаточна для снижения давления в цилиндре $p_{ц}$ до давления в ресивере $p_{с}$. В результате происходит заброс газов из цилиндра в ресивер (заштрихованный участок на рис. 26). Величина этого заброса хотя и незначительна по расходу газа, но он весьма нежелателен из-за интенсивного закоксовывания

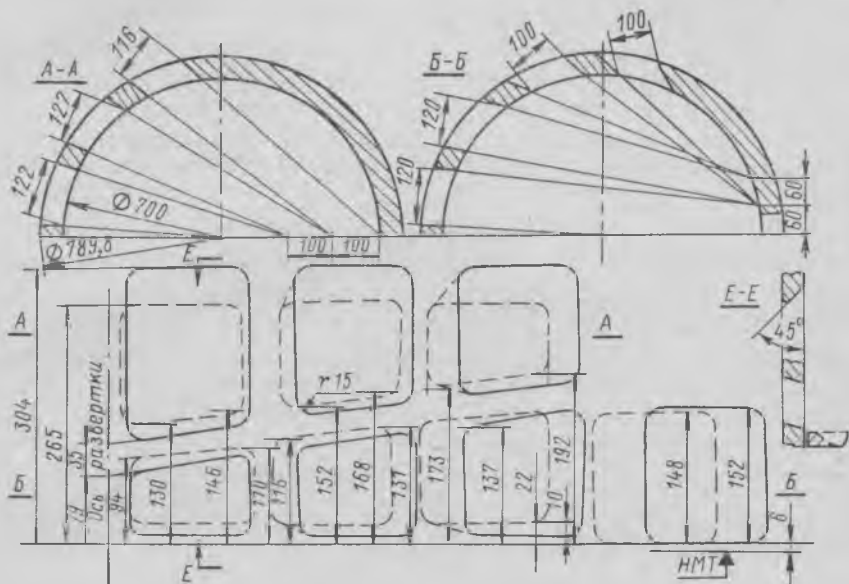


Рис. 27. Газораспределительные органы двигателя МАН

продувочных окон и возгорания отложений в продувочном поясе цилиндров (см. § 7).

Выпуск газов в последующей стадии тормозится сопротивлением турбины и волновыми процессами в выпускном тракте. Принудительный выпуск начинается лишь спустя 16° п. к. в. от начала открытия продувочных окон, а поступление чистого воздуха без примеси продуктов сгорания, согласно изменению температуры газа в продувочных окнах (кривая T_s), начинается только за 20° п. к. в. до НМТ. Скорость удаления продуктов сгорания значительно ниже, чем в период свободного выпуска. Однако отмечается весьма организованное движение воздуха и газов в цилиндре.

До прихода поршня в НМТ происходит вытеснение продуктов сгорания: $T_{ц.в} = T_{ц.г}$, $k_{п} = 1$, $J_s = J_{ц.с}$, а изменение $\eta_s = f(\varphi_s)$ (кривая 3) соответствует линейной зависимости b (рис. 19).

Вторая стадия принудительного выпуска начинается при до сстиже нии воздухом выпускных окон и сопровождается резким падением температуры T_r , $T_{ц.в}$ и возрастанием α_r . Перемешивание продуктов сгорания и воздуха характеризуется примерно такими же значениями параметра β_n , как и у двигателей с прямооточно-клапанной продувкой (см. рис. 20). В этот период темп очистки цилиндра от продуктов сгорания сильно замедляется. Оставшиеся в НМТ 0,15 кг продуктов сгорания ($\gamma_r = 0,28$) удаляются до значения коэффициента остаточных газов $\gamma_r = 0,08$ практически за всю вторую половину принудительного выпуска. Баланс расхода газов через выпускные органы удовлетворяется при коэффициенте расхода $\mu_v = 0,965$, равном значению μ_v для двигателя Зульцер 6RD 76.

Продувка цилиндра начинается за 35—30° п. к. в. до НМТ, а наполнение свежим воздухом за 25—20° п. к. в. до НМТ. Количество смеси, прошедшее через продувочные окна, равно заряду ($\varphi_a = 1$) при $\varphi = 7^\circ$ п. к. в. после НМТ. С этого момента начинается заметное перетекание воздуха в выпускной тракт и кривые J_s и $J_{ц.с}$ расходятся.

Анализ кривой $\eta'_n = f(\varphi_n)$ (рис. 21) показывает, что до значения $\eta'_n = 0,38$ наполнение цилиндра происходит в условиях стадии вытеснения, затем — при частичном перемешивании. Максимальное значение $\eta'_{n \max}$ составляет 0,72 при $\varphi_n = 1$. На рис. 26 максимум коэффициента наполнения $\eta_n = 0,75$ при $\varphi = 30^\circ$ п. к. в. после НМТ. Последующее уменьшение сечения продувочных окон при полностью открытых выпускных окнах уже приводит к потере заряда. К моменту полного закрытия продувочных окон количество воздуха в цилиндре $J_{ц.с}$ уменьшается с 0,52 до 0,43 кг и коэффициент наполнения η_n падает с 0,75 до 0,61. При этом $\varphi_a = 1,61$, $\gamma_r = 0,08$ (рис. 26), $\eta_s = 0,926$, $\varphi_s = 1,5$ (см. рис. 19).

Как видно из кривых η_n , $J_{ц.с}$ (рис. 26) потеря заряда продолжается и в начале IV участка диаграммы время—сечение. Дальнейшая утечка воздуха предотвращается подходящим от другого цилиндра импульсом давления газа. При этом происходит некоторая дозарядка цилиндра: $J_{ц.с}$ возрастает с 0,43 до 0,46 кг, η'_n — с 0,61 до 0,65. Резкий подъем кривой η_n на этом участке показывает, что дозарядка сопровождается малыми потерями при наполнении. Однако при дозарядке в цилиндр в смеси с воздухом поступают продукты сгорания и коэффициент остаточных газов возрастает с 0,07 до 0,09. Сравнение расхода воздуха через продувочные окна с опытной величиной $J_{сц.ккл}$ [см. формулу (4)] показывает, что среднее значение коэффициента расхода окон $\mu_n = 0,805$.

Таким образом, анализ кривых газообмена дает количественную и качественную оценку протекания процессов очистки—наполнения по времени в дизеле МАН. Из рис. 26 следует, что увеличение предвращения выпуска на 5—10° п. к. в. способствовало бы устранению заброса газов и увеличению коэффициента наполнения. Возможны и другие пути улучшения газообмена двигателя МАН, которые рассматриваются в § 8.

§ 6

Некоторые особенности протекания газообмена на режимах малого хода

Обеспечение двигателя воздухом для продувки и наполнения цилиндров при пуске, малом ходе, набросе нагрузки является не менее важной задачей для современного дизеля с турбонаддувом, чем достижение оптимальных показателей при полных нагрузках.

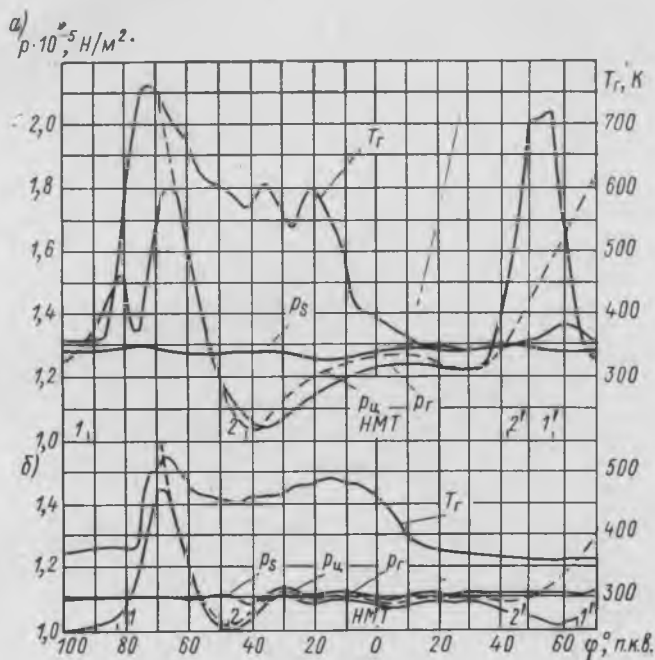


Рис. 28. Осциллограммы газообмена двигателей: а — Бурмейстер и Вайн 684VT2BF-180 при $n = 82,5$ об/мин;

б — Сторк Hot10 $8 \times 75 \times 160$ при $n = 70$ об/мин

1 — 1' — фаза выпуска; 2 — 2' — фаза продувки

ках. В отношении приемистости можно отметить, что для главных судовых дизелей она в основном удовлетворяет требованиям эксплуатации. Отчасти это объясняется спецификой работы двигателя, непосредственно сопряженного с винтом. Пуск и увеличение частоты вращения до $0,7 n_{\text{ном}}$ производят за 20—25 с при начальной нагрузке со стороны винта, близкой к холостому ходу. Более высокая частота вращения из-за инерционности судна мало отражается на маневренных качествах и используется только в аварийных случаях. Однако в зависимости от схемы наддува и темпа разгона судна работа двигателя может сопровождаться большим или меньшим дымлением вследствие неудовлетворительного протекания газообмена и процесса сгора-

ния. Особенности газообмена будут также влиять на полноту сгорания топлива и на установившихся режимах малого хода.

Для двигателей с прямоточно-клапанной схемой газообмена и импульсным наддувом по мере снижения нагрузки все большее влияние на процессы очистки—наполнения оказывает фаза предварения выпуска. Интенсивный выпуск газа из цилиндра происходит до момента $p_{r \max}$ (рис. 28). Последующее уменьшение количества газа в цилиндре и выпускном тракте определяется пропускной способностью турбины μF_T . Уже при $n < 0,8 n_{\text{ном}}$ величина μF_T оказывается более чем достаточной для снижения давления на выпуске и в цилиндре до атмосферного. В результате перепад давления во впускных органах к на-

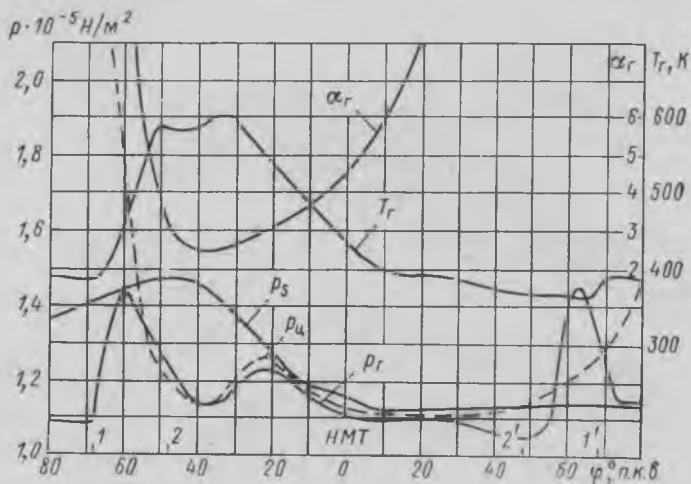


Рис. 29. Оциллограмма газообмена двигателя Зульцер 6RD76 при $n = 75$ об/мин

1 — 1' — фаза выпуска; 2 — 2' — фаза продувки

чалу их открытия становится значительным ($0,1 \cdot 10^5$ — $0,2 \cdot 10^5$ Н/м²). По мере открытия окон перепад давления быстро уменьшается почти до нулевого значения в НМТ, а затем при закрытии впускных органов снова возрастает в связи с понижением давления p_r . Сочетание прямоточно-клапанного газообмена с импульсным газотурбинным наддувом позволяет обеспечить устойчивое протекание продувки без дополнительных нагнетателей. На режимах самого малого хода [$n = (0,17$ — $0,23) n_{\text{ном}}$] двигатели типов Бурмейстер и Вайн, Сторк работают с полным сгоранием и бездымным выпуском газов.

На двигателе Зульцер с контурным газообменом и байпасируемым ППН изменение перепада давлений между ресивером и цилиндром за период продувки аналогично рассмотренному на двигателе Бурмейстер и Вайн. Однако имеется и принципиальная разница. Значительный перепад давления к моменту открытия выпускных органов ($\Delta p_{\text{п}} = 0,25 \cdot 10^5$ Н/м² при $n = 0,63 n_{\text{ном}}$) (рис. 29) на двигателе Зульцер создается при малом предварении выпуска благодаря повышению дав-

ления p_s в подпоршневом пространстве при нисходящем ходе поршня. Характер протекания процессов очистки—наполнения при пониженной нагрузке сохраняется таким же, как при полной нагрузке. Кривые T_r , α_r (рис. 29) показывают, что в выпускной патрубке за заслонкой воздух в смеси с продуктами сгорания попадает уже через 13° п. к. в. после открытия продувочных окон. Температура выпускных газов непрерывно падает, а коэффициент избытка воздуха возрастает. Однако при $\varphi = 10^\circ$ п. к. в. после НМТ к моменту замедления спада кривой T_r доля продуктов сгорания в выпускных газах еще составляет 42%.

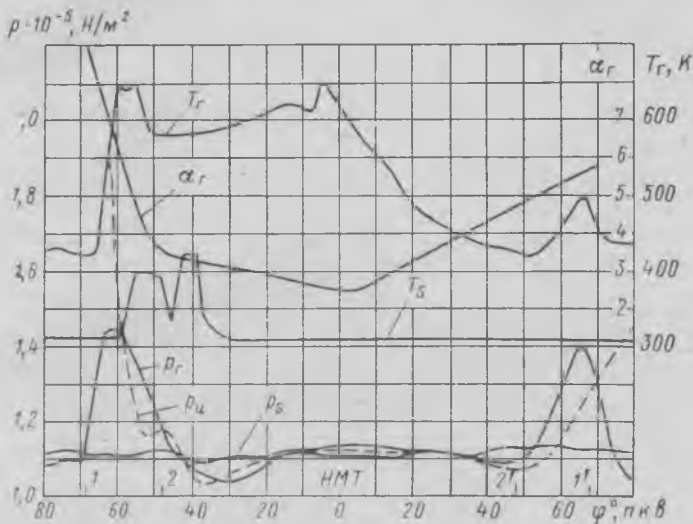


Рис. 30. Оциллограмма газообмена двигателя МАН К9З
70/120 А5 при $n = 90,2$ об/мин
1—1' — фаза выпуска; 2—2' — фаза продувки

Перепад давления на продувку за оставшуюся фазу периода принудительного выпуска на рассматриваемом режиме не превышает $0,02 \cdot 10^5$ — $0,03 \cdot 10^5$ Н/м^2 . За это время удаляется незначительная часть продуктов сгорания и температура газов T_r сохраняется примерно постоянной.

Как показано в § 21, уже при частоте вращения $n \leq 0,25 n_{\text{ном}}$ турбокомпрессоры в системе наддува двигателя Зульцер не повышают давления. Воздух для продувки и наполнения подается только подпоршневыми насосами, обеспечивающими полное сгорание топлива на режимах малого хода.

На двигателе Гёттаверкен с последовательной схемой комбинированного наддува при $p_r = \text{const}$ также не возникает проблемы организации процесса газообмена на режимах малого хода. Начиная с оборотов $n \leq 0,5 n_{\text{ном}}$, воздух для продувки и наполнения цилиндра подается только второй ступенью давления. При этом наблюдается некоторое увеличение циклового расхода воздуха и поддержание ста-

бильного перепада давления Δp_n в течение всей фазы принудительного выпуска ($\Delta p_n \approx 0,05 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ при $n = 0,52 n_{\text{ном}}$).

Кривые давления за период газообмена для двигателя МАН при $n = 0,69 n_{\text{ном}}$ (рис. 30) представляют тот предельный случай соотношения давлений, ниже которого начинается заметное и все возрастающее дымление двигателя вследствие неудовлетворительного протекания газообмена. Перепад давления на продувку на большей фазе открытия окон составляет менее $0,01 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. Из-за малого предварения выпуска и недостаточной величины μF_T , как видно из рис. 30, даже при пониженных нагрузках процесс свободного выпуска сопро-

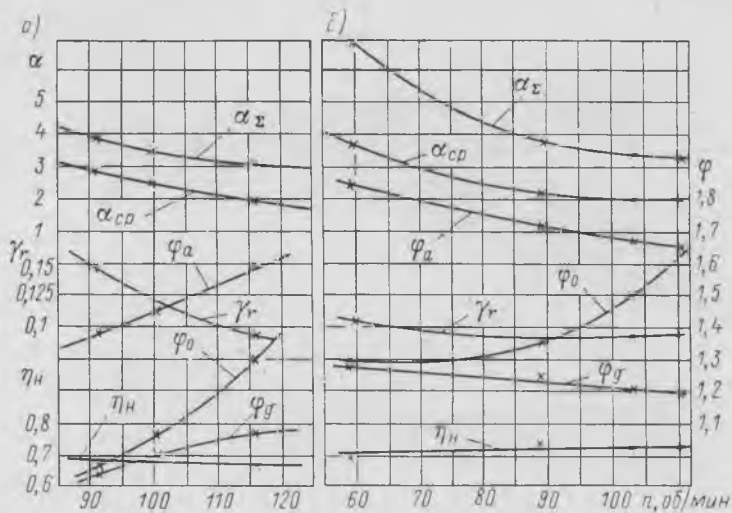


Рис. 31. Изменение показателей газообмена на режимах винтовой характеристики двигателя: а — МАН; б — Гетаверкен

вождается забросом продуктов сгорания в ресивер и температура газа T_s во впускных органах повышается до 425 К (подробнее см. § 7). Перепад давления $\Delta p_n = 0,05 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ газов наступает уже при открытых на 10% продувочных окнах. Кривые давления $p_{ц}$, p_r , температуры T_r и коэффициент α_r показывают, что выпуск газа за фазу предварения незначителен. Дальнейшее вытеснение продуктов сгорания в начале принудительного выпуска приводит к повторному повышению температуры на выпуске до $T_{r \text{ max}} = 650 \text{ К}$.

Если в начальной фазе принудительного выпуска в цилиндр еще поступает некоторое количество свежего заряда после периода заброса газов, то в конце продувки наполнение цилиндра воздухом из-за малого значения Δp_n почти прекращается. Температура газов на выпуске понижается медленно и значения $T_{r \text{ min}}$ оказываются выше, чем при полных нагрузках.

Таким образом, при выбранных моментах газораспределения и импульсно-параллельном наддуве (см. схему 5, рис. 40) с уменьше-

нием частоты вращения наблюдается несколько большее, чем для других двигателей, снижение давления наддува и расхода воздуха (см. рис. 80). При $n \leq n_{\text{ном}}$ подача воздуха турбокомпрессорами и подпоршневыми насосами (1/3 от числа рабочих цилиндров) становится недостаточной и требуется подключение дополнительной электровоздуховки. Она также необходима при пусках и маневренных режимах.

Рассмотренные особенности воздухообмена отражаются на изменении показателей качества газообмена (рис. 31, 32). Именно

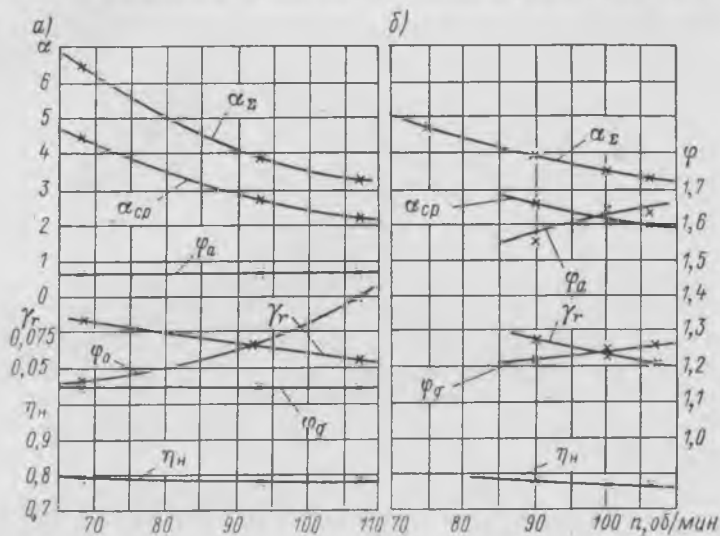


Рис. 32. Изменение показателей газообмена на режимах винтовой характеристики двигателей: а — Сторк; б — Бурмейстер и Вайн

на двигателе МАН вследствие значительного уменьшения циклового расхода воздуха и ухудшения наполнения наблюдается снижение коэффициента продувки φ_a при уменьшении частоты вращения.

Приведенные на рис. 31, 32 опытные значения показателей качества газообмена вычислены по формулам:

— коэффициент продувки

$$\varphi_a = \frac{\alpha_{\Sigma}}{\alpha_{\text{ср}}};$$

— коэффициент наполнения

$$\eta_n = \frac{\alpha_{\text{ср}} L_0' G60}{V_{\text{ср}} n i};$$

— действительный коэффициент избытка продувочного воздуха

$$\varphi_d = \varphi_a \eta_n;$$

— геометрический коэффициент избытка продувочного воздуха

$$\Phi_0 = \frac{\rho_s 288}{1,033 T_s} \Phi_d;$$

— коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{\varepsilon_r}{\varepsilon_r - 1} \frac{\rho_a T_s}{\rho_s T_a \eta_{пн}} - 1; \quad (27)$$

$$\gamma_r = \frac{T_a - T'_s}{T_r - T_a}. \quad (28)$$

В формулах обозначены:

α_Σ — суммарный коэффициент избытка воздуха в выпускных газах, отбираемых перед утилизационным котлом;

α_{cp} — коэффициент избытка воздуха при сгорании, определяемый как среднее планиметрическое значение кривой $\alpha_r = f(\varphi)$ на участке течения продуктов сгорания (см. § 3);

$L'_0 = 14,3$ кг — теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива среднего состава;

G — расход топлива на двигатель;

i — число цилиндров;

ε_r — геометрическая степень сжатия;

T_a — среднемассовая температура газа в цилиндре в начале сжатия, определяемая по формуле

$$T_a = \frac{T'_s + T_{r \min}}{2};$$

T'_s — температура продувочного воздуха в цилиндре с учетом подогрева от стенок;

$T_{r \min}$ — минимальная температура газа на кривой $T_r = f(\varphi)$ в конце газообмена;

T_r — температура остаточных газов

$$T_r = T_{ц. нп} \left(\frac{\rho_a}{\rho_{ц. нп}} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

где $k = 1,34$ — для продуктов сгорания.

Давление в цилиндре в начале сжатия ρ_a и в начале продувки $\rho_{ц. нп}$ определяется по кривой $\rho_{ц} = f(\varphi)$.

Среднемассовая температура газов в цилиндре $T_{ц. нп}$ принимается равной температуре T_r в момент начала продувки.

Экспериментальные способы определения показателей качества газообмена сравнительно трудоемки. Особенно это относится к величине γ_r . Расчетные и опытные данные показывают, что для малооборотных двигателей оценка коэффициента γ_r по формуле (28) дает меньшую абсолютную погрешность, чем по формуле (27).

Для судовых дизелей с турбонаддувом при работе на винт характерным является незначительное изменение коэффициентов наполнения, остаточных газов и продувки. На двигателе МАН с импульсно-параллельным наддувом газообмен с уменьшением частоты вращения протекает при пониженных значениях коэффициентов Φ_a , Φ_d , Φ_0 и сопровождается большим увеличением коэффициента остаточных газов.

§ 7

Заброс газов и его влияние на нагарообразование и надежность работы дизеля

Одним из факторов, определяющих качество газообмена двигателя в эксплуатации, является заброс газов из цилиндра в ресивер через впускные органы. Условия заброса и последствия, им вызываемые, изучены недостаточно. Наиболее подробно этот вопрос освещается в работе [34] и при исследовании заброса газа на двигателе Д-100 в работе [33]. В этих работах отмечается неизбежность заброса газов в двигателях с повышенной и высокой частотой вращения, что приводит к усиленному закоксовыванию продувочных окон и ухудшению газообмена. В напряженных быстроходных двигателях давление в цилиндре к моменту открытия продувочных окон может превышать давление в ресивере на $(1-2) \cdot 10^5$ Н/м², а период заброса достигает 25% от времени открытия впускных окон.

На примере исследования газообмена дизеля МАН К9Z 70/120 А5 рассмотрим условия возникновения заброса газа и его влияние на техническое состояние и надежность работы малооборотного судового дизеля. Расположение, форма окон, моменты газораспределения и величины время—сечения показаны на рис. 26, 27.

При импульсном подводе газа для увеличения теплоперепада, срабатываемого на турбине, и согласования фаз газообмена с пропускной способностью турбины верхняя кромка выпускных окон выполнена наклонной к оси цилиндра под углом 45°. По сравнению с прямой кромкой у двигателя с наддувом при $p_T = \text{const}$ это позволило увеличить предварение открытия выпускных окон с 63 до 68° п. к. в. до НМТ, а время—сечение предварения выпуска на 28,5%. Коэффициент потеряннного хода по выпускным окнам изменился с 0,226 при $p_T = \text{const}$ до 0,258 при $p_T = \text{var}$, что, однако, не оказывает влияния на утечку заряда воздуха из-за подпирающего действия импульса давления газа от следующего по порядку работы цилиндра.

Газообмен в цилиндрах № 7, 8, 9, работающих на одну турбину, изучали по осциллограммам давления в ресивере p_s , цилиндре p_c , давления p_T и температуры T_T за выпускными органами на различных режимах. Дополнительно записывали температуру воздуха T_s перед продувочными окнами цилиндра № 9 и производили стробоскопический отбор проб газа из продувочных окон. Места установки датчиков давления, температуры, газоотборного клапана показаны на рис. 33.

Из анализа рис. 34 следует что процесс свободного выпуска значительно затягивается, а момент начала продувки запаздывает по отношению к началу открытия продувочных окон. На режиме полного хода равенство давлений $p_{ц} = p_s$ наступает через 11° п. к. в. после открытия продувочных окон кромкой поршня. Поступление же све-

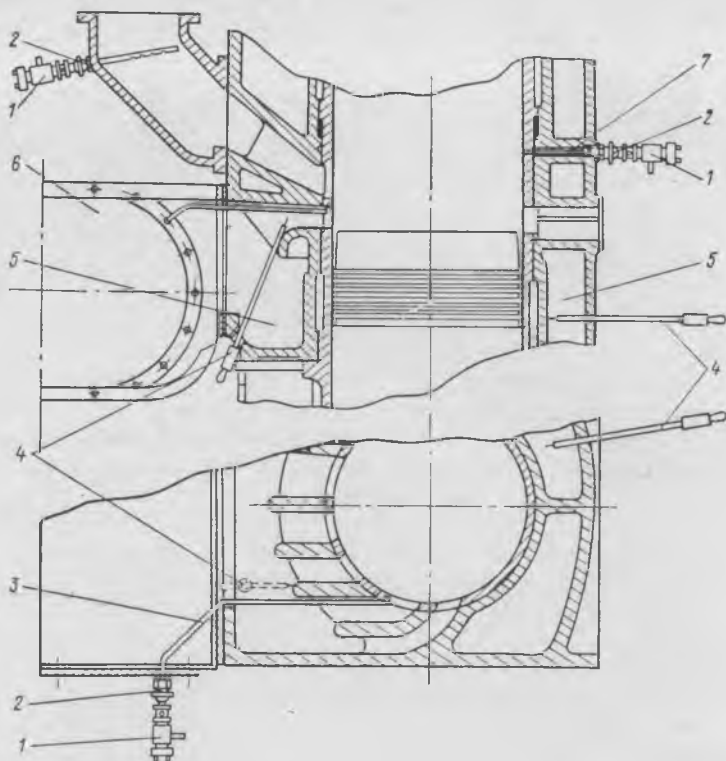


Рис. 33. Размещение датчиков давления, температуры и газоотборного устройства при исследовании заброса газов на двигателе МАН К9Z 70/120 А5

1 — газоотборное устройство; 2 — кран; 3 — трубка отбора газа из продувочного окна; 4 — термодатчик; 5 — продувочный пояс; 6 — ресивер; 7 — труба отбора газа из цилиндра

жего воздуха происходит через 23° после начала открытия окон. Кривая изменения температуры газа у продувочных окон $T_s = f(\varphi)$ позволяет выделить предварительную и основную стадии заброса газов. Незначительное перетекание газа из цилиндра в ресивер через радиальный зазор между головкой поршня и втулкой начинается с момента открытия окон верхним поршневым кольцом. Оно сопровождается малым повышением температуры T_s . Интенсивная фаза заброса наступает с момента начала открытия продувочных окон кромкой поршня, когда температура T_s повышается до максимального значения (700° К). К этому моменту давление $p_{ц} = p_s$ и резкое падение

температуры T_s указывает на обратное перетекание в цилиндр в начале смеси продуктов сгорания и воздуха, затем — чистого воздуха.

Степень проникновения продуктов сгорания в ресивер при забросе и состав газа в окнах характеризуются также данными анализа проб газа, отбираемого из продувочного окна. На рис. 34 показано, что по мере развития заброса газов коэффициент избытка воздуха быстро падает до 4,5 (когда содержание воздуха в смеси составляет 44%). При продувке коэффициент α также быстро возрастает.

Из табл. 3 видно, что перепад давления $\Delta p_{\text{забр}}$ между цилиндром и ресивером к моменту открытия продувочных окон верхней кромкой поршня составляет $0,15 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ на режиме полного хода и падает до $0,05 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ на режиме малого хода. Продолжительность заброса $\Delta \varphi_{\text{забр}}$ от начала открытия окон кромкой поршня до момента, когда $p_{\text{ц}} = p_{\text{с}}$, понижается с 11 до 6° п. к. в. Время — сечение заброса на полном ходу не превышает 2% от располагаемого время — сечения продувки ($A_{11}/A_{11P} = 0,98$). Однако к моменту выравнивания давлений $p_{\text{ц}}, p_{\text{с}}$ сечение продувочных окон $F_{\text{забр}}$ составляет 29% от их полного проходного сечения ($F_{\text{забр}}/F_{11} = 0,29$). Отношение время — сечения предварения выпуска к свободному выпуску $A_1/A_{\text{св}}$ при полной нагрузке равно 0,47 и повышается до 0,59 на режиме малого хода.

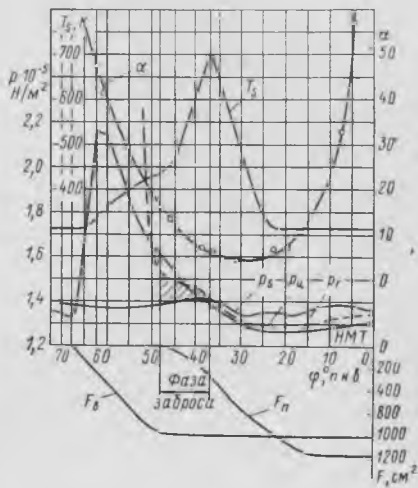


Рис. 34. Изменение давлений $p_s, p_{\text{ц}}, p_r$, температуры T_s и коэффициента избытка воздуха α в период заброса газов ($p_i = 6,8 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2, n = 117,6 \text{ об/мин}$)

Следует отметить, что даже при таком умеренном забросе газов происходит интенсивное закоксовывание продувочных окон. При перетекании газа из цилиндра в ресивер частицы отработанного цилиндрического масла заносятся в окна, каналы блока, где оседают на горячих поверхностях стенок и откладываются в карманах продувочного пояса. При неохлаждаемых перемычках выпускных и продувочных окон и забросе газов температура стенок последних на режиме полного хода составляет 400 К при плавании в северных широтах и повышается до 413 К при плавании в тропиках.

Высокая температура стенок способствует быстрому коксованию отложений, удаление которых через дренажные отверстия становится невозможным. Накапливание продуктов окисления, повышенная температура и воздушная среда — все это создает условия для возникновения пожаров в продувочных поясах цилиндров двигателя. При этом необходимо учитывать два фактора — высокотемпературный

Показатели заброса газов на различных режимах

Режим: n , об/мин; p_i , Н/м ²	$\Delta p_{\text{забр}} \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	$\Delta \varphi_{\text{забр}}$, ст. К. В.	$\frac{F_{\text{забр}}}{F_{\text{II}}}$	$\frac{A_{\text{II}}}{A_{\text{II}p}}$	$\frac{A_{\text{I}}}{A_{\text{св}}}$	$T_{\text{смах}}$, К
$n = 117,6$ $p_i = 6,8 \cdot 10^5$	0,15	11	0,29	0,98	0,47	690
$n = 110$ $p_i = 6 \cdot 10^5$	0,13	9	0,2	0,99	0,52	650
$n = 99,5$ $p_i = 5 \cdot 10^5$	0,08	7	0,115	0,995	0,576	430
$n = 90$ $p_i = 4,1 \cdot 10^5$	0,05	6	0,1	0,996	0,592	420

и тепловой. Заносимые в продувочный пояс частицы неполного сгорания топлива в виде искры служат высокотемпературным источником воспламенения отложений. Последние имеют достаточный температурный уровень для развития окислительных процессов по времени с образованием открытого пламени.

Возгорание в начальной стадии, обнаруживаемое по дыму или повышению температуры блока, устраняется выключением цилиндра и переходом на режим малого хода. При отсутствии детекторов дымности или приборов теплового контроля своевременное обнаружение возгорания не всегда возможно. В результате оно может развиваться настолько, что погасить пламя имеющимися на судне средствами становится трудно. Такие случаи возгорания сопровождаются выбросом пламени из продувочного пояса цилиндра в общий ресивер двигателя, вызывают помпаж компрессоров и, как правило, заканчиваются тяжелой аварией деталей цилиндрично-поршневой группы (задиры поршня, втулки, разрывы верхней и нижней втулок и даже блока цилиндров).

Кроме того, интенсивное закоксовывание продувочных окон нарушает нормальное протекание газообмена. При смазке цилиндров маслом М16Д через 300—400 ч работы время—сечение продувочных окон вследствие отложений уменьшается на 25—30%. Закоксовываются не только продувочные окна, но и прилегающие к ним каналы блока цилиндров. Все это чрезвычайно усложняет эксплуатацию двигателей и заставляет искать пути, позволяющие устранить заброс газов, образование отложений и пожаров в продувочных поясах цилиндров.

Улучшение газообмена двигателей МАН K9Z70/120A5

Устранение заброса газов следует считать наиболее эффективным мероприятием, которое должно исключить образование отложений, пожары и обеспечить стабильные условия протекания газообмена в течение длительного периода эксплуатации двигателя.

Рассмотрим подробнее причину заброса газов на двигателях МАН K9Z 70/120 A5.

Интенсивность падения давления в цилиндре $p_{ц} = f(\varphi)$ замедляется к началу полного открытия выпускных окон (см. рис. 34). К этому моменту давление $p_{ц}$ падает и вследствие эжекционного действия ускоренных масс газа, вытекающих из цилиндра в надкритической фазе, оказывается меньше давления p_r за выпускными органами. Ко времени полного открытия выпускных окон давления $p_{ц}$ и p_r выравниваются и скорость газов в окнах падает до нуля. Последующее снижение давлений $p_{ц}$ и p_r с превышением $p_{ц}$ над p_r и p_s происходит уже при открытых продувочных окнах и сопровождается истечением газа в выпускной тракт и ресивер двигателя. Темп падения давления $p_{ц}$ на этом участке определяется пропускной способностью турбины, нарастанием время—сечения продувочных окон, противодавлением в ресивере и изменением объема цилиндра. Давление $p_{ц}$ падает до величины p_s уже при значительном открытии продувочных окон (на 30%), и минимум давления $p_{ц}$ наступает спустя 15—20° п. к. в. после начала открытия продувочных окон.

Такой характер изменения давления $p_{ц}$ встречается иногда в среднеоборотных двигателях [22] и нетипичен для судовых малооборотных двигателей. Он указывает на несогласованность фаз газообмена с пропускной способностью турбины. Увеличение время—сечения предварения выпуска простым наклоном верхней кромки выпускных окон при переходе на импульсный подвод газа оказалось недостаточным при выбранном значении эквивалентного сечения турбины турбокомпрессора Броун—Бовери VTR500. Использование на лицензионных двигателях МАН DMR K9Z 70/120 A5 турбокомпрессоров ЕКМN6 с меньшей пропускной способностью турбины усугубило явление заброса газов.

При существующей конструкции блока устранить заброс газов путем увеличения предварения открытия выпускных органов или время—сечения A_1 невозможно. Замена соплового аппарата турбины на сопловой аппарат с большой пропускной способностью потребует проведения доводочных испытаний и не может быть рекомендована для двигателя, находящегося в эксплуатации.

В качестве радикальной меры, устраняющей заброс газов, накопление отложений и пожары при существующих фазах газораспределения в турбонаддувочных агрегатах, целесообразно осуществлять газообмен с повышенным давлением воздуха перед продувочными окнами в начальный период их открытия путем использования байпасируемого ППН по типу двигателей RD Зульцер. При этом одновре-

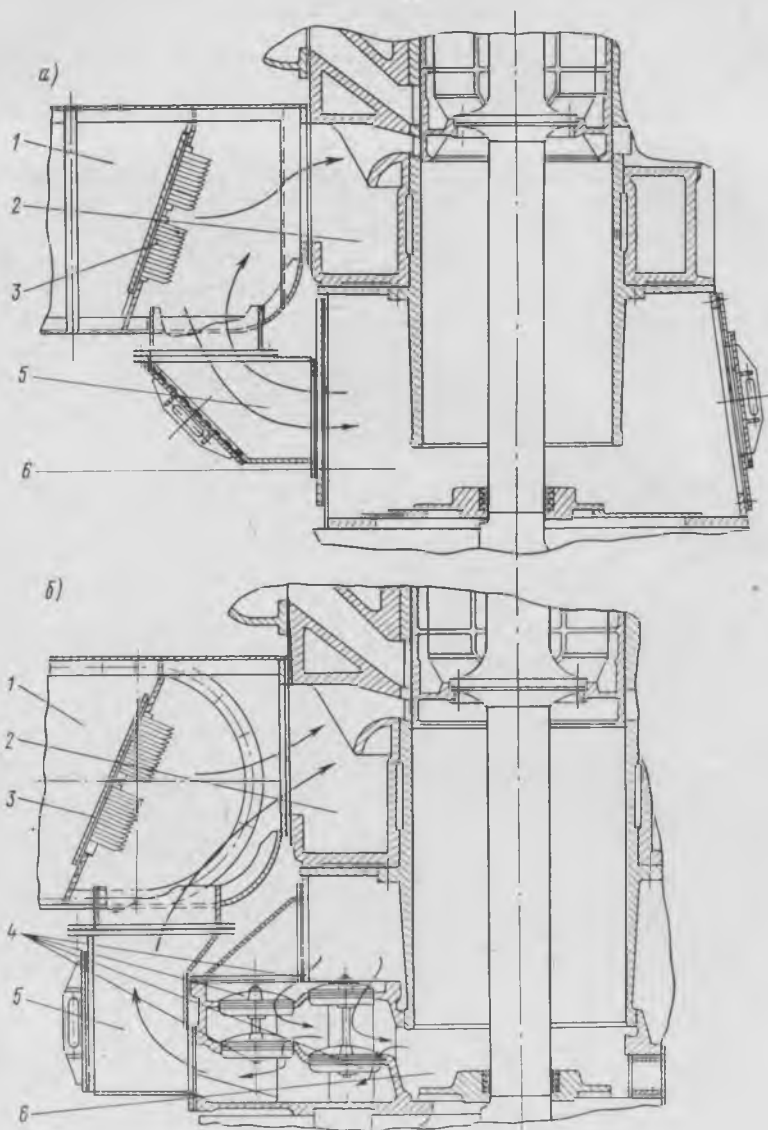


Рис. 35. Подпоршневые насосы для последовательной (а) и параллельной (б) работы с турбокомпрессорами

1 — ресивер; 2 — продувочный пояс; 3 — байпасные клапаны; 4 — впускные и выпускные клапаны; 5 — патрубок; 6 — подпоршневые пространства

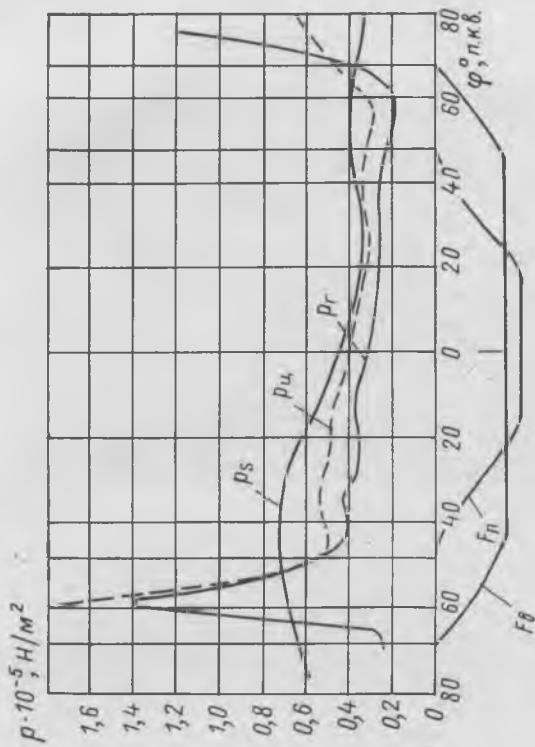


Рис. 37. Осциллограмма газообмена двигателя МАН К9270/120А5 с использованием байпасируемой ППН

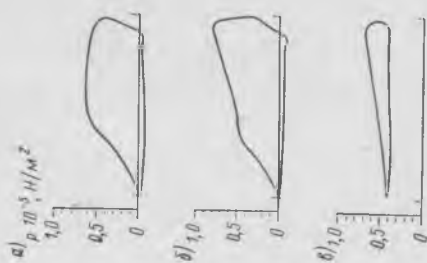


Рис. 36. Индикаторные диаграммы штатного (а) и переоборудованных ППН для параллельной (б) и последовательной (в) работы на режиме полного хода

менно повышается эффективность работы турбокомпрессоров, исключаются помпажные явления и двигатель обеспечивается воздухом при пуске и малых ходах без дополнительного электроприводного нагревателя (подробнее о системе наддува см. § 14).

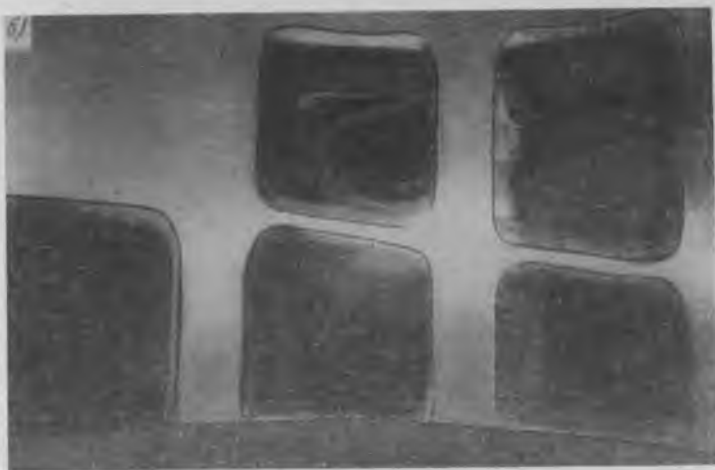


Рис. 38. Состояние выпускных и продувочных окон штатного (а) и переоборудованного (б) цилиндров двигателя МАН К9Z 70/120 А5

В соответствии с таким решением на судах с двигателями МАН К9Z 70/120 А5 было произведено переоборудование ресивера и подпоршневых пространств системы наддува двигателя. Замкнутые объемы, включающие часть ресивера и подпоршневые пространства цилиндров,

использовались в качестве рабочей полости байпасируемых ППН, подключаемых для последовательной и параллельной работы с турбокомпрессорами. На рис. 35 приведены поперечные разрезы ППН для этих условий работы. Для девятицилиндрового двигателя соотношение ППН, при котором достигалось оптимальное согласование характеристики турбокомпрессора с расходной характеристикой двигателя, составило: 6 — для последовательной работы, 3 — для параллельной.

Индикаторные диаграммы, снятые с полостей ППН (рис. 36), и осциллограммы газообмена (рис. 37) показывают, что при работе по новому варианту полностью исключается заброс газов. К моменту начала открытия продувочных окон обеспечивается превышение давления p_s над p_c на $0,2 \cdot 10^5$ Н/м². Сравнительные испытания на закоксовывание окон и отложения в подпоршневых пространствах в течение 1500 ч работы двигателя в эксплуатационных условиях позволили установить, что при новой схеме газообмена полностью исключается образование отложений в продувочных окнах, каналах блока, продувочном поясе цилиндров и подпоршневых пространствах. Это положение иллюстрируется фотографией окон на рис. 38. При переходе на новую систему газообмена было также достигнуто снижение температуры перемычек продувочных окон и выпускных газов на 20 К.

Переоборудование позволило полностью устранить пожары в продувочных поясах цилиндров и обеспечить стабильное протекание газообмена в период между моточистками (3000—6000 ч).

ГЛАВА III.

ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМ НАДДУВА МАЛОБОРОТНЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

§ 9

Общие требования и классификация систем наддува

Схема наддува двигателя определяется его конструкцией, принятой схемой газообмена, уровнем форсировки, характером эксплуатационных режимов.

Системам наддува судовых дизелей ведущих дизелестроительных фирм присущи свои специфические особенности, в которых отражается опыт постройки и эксплуатации двигателей. Можно отметить следующие общие требования, которым должны удовлетворять системы наддува:

1) эффективное использование энергии газов — получение максимальной мощности турбины и к. п. д. турбокомпрессора при малых удельных расходах топлива на основных эксплуатационных режимах работы двигателя;

2) устойчивая работа турбокомпрессоров и обеспечение двигателя воздухом при пусках, разгоне двигателя, при маневрировании судна и волнении моря;

3) простота настройки и согласование характеристик турбокомпрессоров и двигателя в процессе доводки на стенде;

4) возможность корректирования рабочих режимов турбокомпрессоров в эксплуатации, а иногда и форсировки параметров наддува без существенных конструктивных изменений;

5) система наддува не должна быть излишне сложной в конструктивном отношении, в управлении и обслуживании.

К системе наддува могут быть предъявлены и специальные требования, например, введение регулируемого воздухообеспечения с целью обеспечения необходимого запаса крутящего момента на режимах внешней характеристики (транспортные двигатели, а иногда и главные двигатели траулеров, буксиров) [6].

Нетрудно видеть, что по своему содержанию некоторые требования противоположны и, следовательно, не могут быть отражены в одной схеме наддува в полном объеме. Это затрудняет выбор рациональной системы наддува. Обычно принимается компромиссное решение, при котором отдельные требования, например, получение максимального к. п. д. агрегатов наддува на всех эксплуатационных режимах, удовлетворяются лишь частично.

Отсюда большое разнообразие применяемых схем наддува и необходимость их классификации. Системы наддува двухтактных малооборотных дизелей подразделяются на две группы (рис. 39): *газотурбинный наддув* (без использования дополнительных приводных нагнетателей или отбора мощности от вала для привода турбины) и *комбинированный наддув* (заданные параметры наддува — давление p_s и расход воздуха G_s — обеспечиваются при совместной работе турбокомпрессоров и дополнительных нагнетателей с приводом от двигателя или с независимым электроприводом).

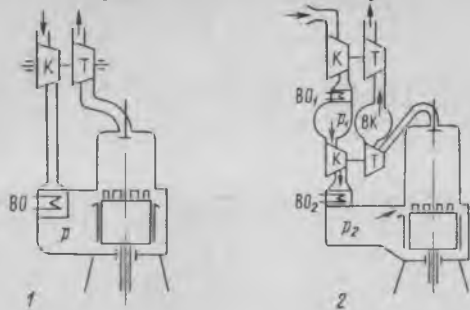
К первой группе относятся две, а ко второй — семь схем наддува (рис. 39, 40), различающиеся способом включения и использования приводных нагнетателей и турбокомпрессоров. Примерная оценка этих схем наддува с точки зрения удовлетворения рассмотренным выше требованиям с указанием способа подвода газа к турбине представлена ниже.

Требования к системам наддува

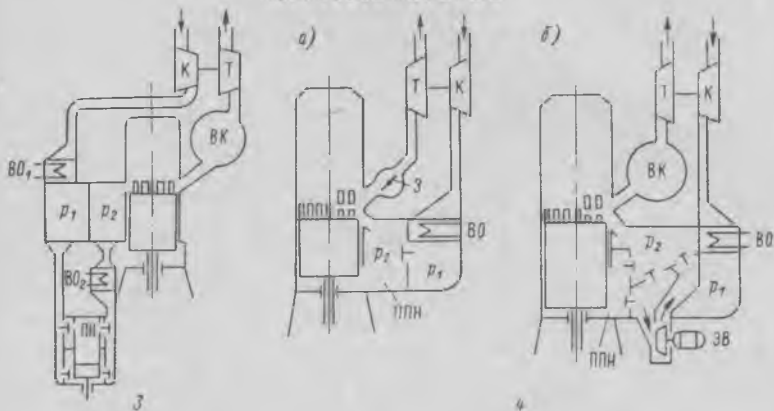
№ схемы (рис. 40)

Эффективность использования энергии газов на эксплуатационных режимах	1, 2, 4—9 (ИГТ)
Устойчивость работы на переходных режимах	1, 3, 4, 6, 7, 8, 9
Простота настройки и согласования характеристик	3—7 (ТПД), 8, 9
Возможность корректирования рабочих режимов турбокомпрессора	4—9
Простота конструкции, управления, обслуживания	1, 4, 7, 8, 9

Газотурбинный наддув



Последовательный



Последовательно - параллельный

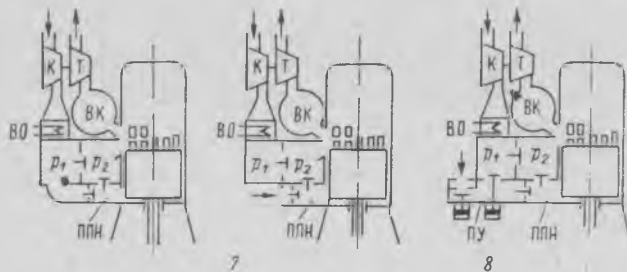


Рис. 40. Схемы наддува

Т — турбина; К — компрессор; $BO_{1,2}$ — воздухоохладитель [(первой и второй ступеней давлелектор; ПН — приводной нагнетатель (нагнетатели); ППН — подпоршневые продувочные ПУ — переключатель]

плутации. Параллельные и последовательно-параллельные схемы (кроме 9) отвечают всем основным требованиям, особенно корректированию характеристик наддува, но не обладают достаточной устойчивостью на переходных режимах (малых ходах, при волнении, работе с регулятором) и требуют, хотя и простых по конструкции, устройств управления. Наиболее полно всем требованиям удовлетворяют комбинированные системы последовательного и последовательно-параллельного наддува с байпасируемыми ППН (схемы 4, 9). В этих схемах рабочие объемы ППН образуются замкнутыми подпоршневыми пространствами цилиндров, отделяемыми от ресивера турбокомпрессоров автоматическими байпасными клапанами. Сжимаемый в ППН воздух предотвращает заброс газов из цилиндра в местный ресивер, участвует в продувке цилиндра и способствует балансированию мощностей турбины и компрессора. При восходящем ходе поршня и еще открытых продувочных окнах цилиндр наполняется воздухом из ресивера турбокомпрессоров через байпасные клапаны.

Схема 4 с последовательным включением ППН всех цилиндров применяется на двигателях с контурной (дизели Зульцер типов RD, RND) и прямоточно-клапанной продувкой. В варианте с ТПД схема 4 сложнее схемы 9, где ППН цилиндров подключаются для последовательной и параллельной работы с турбокомпрессорами. Для обеспечения двигателя воздухом при пусках и маневрировании схему 4 с ТПД оборудуют большим числом автоматических клапанов и электроприводной воздуходувкой.

С учетом данных табл. 3, опыта конструирования систем турбонаддува и их эксплуатационных характеристик, можно составить следующее примерное представление о применении схем наддува в зависимости от конструкции, схемы газообмена и уровня форсировки двухтактных двигателей.

Дизели	Системы наддува
С прямоточными схемами газообмена	В основном системы газотурбинного наддува 1, 2, и реже комбинированные 3, 4
С контурными схемами газообмена	Только комбинированный наддув с ИГТ или ТПД
При давлении наддува до $(2,0 - 2,3) \cdot 10^5$ Н/м ² и прямоточном газообмене	Преимущественно газотурбинный наддув с ИГТ, особенно при числе цилиндров, кратном трем
При давлении наддува свыше $1,7 \cdot 10^5$ Н/м ² и контурном газообмене	В основном комбинированный наддув с ТПД
С числом цилиндров, кратным трем	Предпочтение отдается схемам с ИГТ
С четным числом цилиндров	Хорошо komponуются комбинированные параллельные и последовательно-параллельные схемы с использованием ППН
С нечетным числом цилиндров	При наддуве с использованием ТПД упрощаются конструкция и доводка системы

Как видно из этих данных, выбор системы наддува упрощается, если заданы или обосновываются параметры двигателя, схема газообмена и давление наддува. Целесообразно обращать внимание на следующие формальные признаки применимости той или иной системы наддува.

Для двигателей с прямоточной схемой газообмена и ИГТ наддув, за некоторым исключением, реализуется по схемам газотурбинного наддува. Иногда при ИГТ в двигателях с прямоточно-клапанной схемой газообмена для повышения экономичности и надежности в ка-

Таблица 4

Параметры систем наддува судовых дизелей

Характеристика	Марка двигателя				
	Бурмейстер и Вайн 684VT 2BF-180	Сторк HottO 8×75×160	Зульцер 6RD-76	MAN K9Z 70/120 A5	Герверкен DM 76/150 VGS7U
Среднее индикаторное давление $p_i \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	9,5*/9,06	7,6*/7,15	9,0*/8,38	7,75*/7,4	8,8*/8,1
Частота вращения n , об/мин	110*/105,5	115*/110	119*/116	130*/117,6	112*/111,5
Давление наддува $p_s \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	1,69	1,335	1,68	1,41	1,66
Цикловой расход воздуха через цилиндр J_s , кг	2,13	1,28	1,364	0,74	1,26
Рабочий объем цилиндра V_s , м ³	0,997	0,71	0,703	0,462	0,680
Относительный объем выпускного трубопровода до турбины V_{Γ}/V_s	0,845	0,616	1,54	1,06	20,5
Относительный объем выпускного трубопровода $V_{\text{вп}}/V_s$	33,6	46	36,5	40,2	45
Сечение выпускного трубопровода за выпускными органами F_{Γ} , м ²	0,115	0,0968	0,177	0,098	0,132
Относительное сечение выпускного патрубка $F_{\Gamma}/F_{\text{в}}$	1,0	1,0	1,67	1,22	1,63
Пропускная способность турбины (средняя) μ $F_{\text{т}}$, м ²	0,0435	0,032	0,0345	0,023	0,085
Сечение выпускного трубопровода перед турбиной $F_{\text{тр}}$, м ²	0,115	0,0968	0,081	0,062	0,2
Относительная пропускная способность турбины $\mu F_{\text{т}}/F_{\text{тр}}$	0,39	0,33	0,428	0,372	0,425
Давление в цилиндре к началу выпуска $p_b \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	9,6	5,8	5,38	4,5	6,01
Среднее давление за выпускными органами $p_{\Gamma, \text{ср}} \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	1,72	1,34	1,65	1,42	1,48
Среднее давление перед турбиной $p_{\text{т ср}} \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	1,7	1,32	1,63	1,4	1,46
Среднее давление за турбиной $p_{\text{от ср}} \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	1,045	1,058	1,048	1,055	1,051
Средняя температура за выпускными органами $T_{\Gamma, \text{ср}}$, К	490	483	500	520	485
Средняя температура перед турбиной $T_{\text{т ср}}$, К	640	570	628	650	673
Средняя температура за турбиной $T_{\text{от ср}}$, К	535	525	535	612	613

* Номинальные значения p_i и n .

честве дополнительных нагнетателей используются подпоршневые насосы.

В двигателях с контурной продувкой (МАН, Зульцер, Фиат и т. д.), независимо от способа подвода газа к турбине, применяют только комбинированные схемы наддува. Главная причина такого решения состоит в том, что в контурных схемах газообмена не представляется возможным увеличить предварение открытия выпускных окон в той мере, как это необходимо для балансирования мощностей турбины и компрессора при импульсном газотурбинном наддуве (с $68-70^\circ$ п. к. в. до $84-90^\circ$ п. к. в. до НМТ). Увеличение предварения открытия выпускных окон неизбежно привело бы к чрезмерной теплонапряженности втулки в районе окон и днища поршня.

Вторым формальным признаком является способ подвода газов к турбине, который, в свою очередь, зависит от величины давления наддува, типа продувки, числа цилиндров. Необходимо учитывать, что при выпуске газов в общий коллектор, обеспечивающий условие $p_T = \text{const}$ перед турбиной, на двигателе может быть использована только система комбинированного наддува. Как будет показано ниже (§ 13), при условии $p_T = \text{const}$ пуск и работа двигателя на малых ходах, а также получение требуемых значений давления p_s и расхода воздуха G_s при полной нагрузке невозможны без дополнительного нагнетателя (при достигнутых в настоящее время значениях к. п. д. турбокомпрессора $\eta_{TK} = 0,62 \div 0,65$ и максимальной температуре газов перед турбиной $700-720$ К). При выборе способа наддува должны также учитываться его эксплуатационные особенности.

Ниже рассматриваются процессы в системах наддува на примерах исследованных малооборотных судовых дизелей, различающихся схемами газообмена, параметрами рабочего процесса, уровнями форсировки по p_e . Системы наддува этих двигателей (табл. 4) представляют все группы общей классификации, приведенной на рис. 39, 40.

§ 10

Исследование процессов

в системе наддува двигателя Бурмейстер и Вайн 684VT2BF-180 [6ДКРН84/180]

На двигателях Бурмейстер и Вайн применяется газотурбинный наддув (схема 1, рис. 40) при импульсном подводе газа к турбине. Двухступенчатый газотурбинный наддув (схема 2, рис. 40), испытанный на двигателях повышенной форсировки типа КФФ [64] не получил распространения из-за сложности.

Общая компоновка системы наддува на двигателе 684 VT 2BF-180 показана на рис. 41.

Двигатель обеспечивают воздухом два турбокомпрессора Бурмейстер и Вайн типа TL680 HE425 [3] при $n_{T, \text{max}} = 9200$ об/мин и максимальной температуре газа перед турбиной 823 К. Общая масса агрегата 4500 кг. При порядке работы цилиндров 1—5—3—4—2—6 каждая турбина срабатывает энергию газов от группы трех цилиндров:

1, 3, 2 — для носовой турбины, 5, 4, 6 — для кормовой турбины. Выпускные импульсы чередуются через 120° п. к. в. При угле предварения открытия выпускного клапана 92° п. к. в. до НМТ и перекрытии

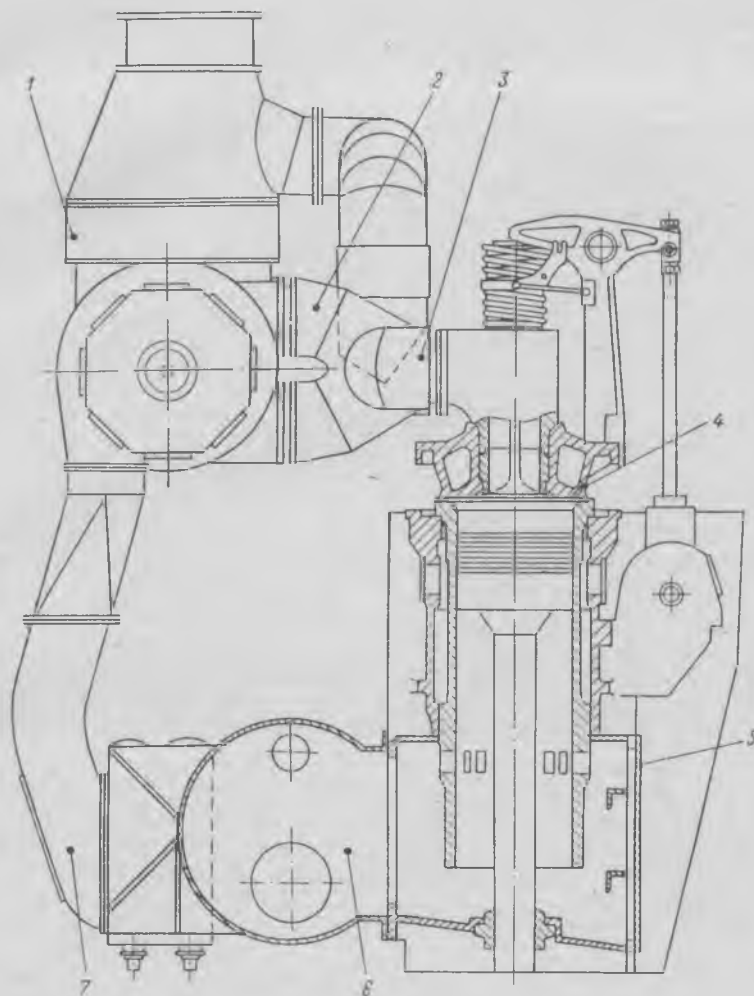


Рис. 41. Компоновка турбонаддува двигателя Бурмейстер и Вайн 684VT2BF-180

Места установки датчиков: 1—7 — давления; 1—3 — температуры и отбора газа

фазы работы выпускных клапанов смежных цилиндров на 29° п. к. в. создаются благоприятные условия для протекания газообмена и использования энергии импульса (см. § 16).

На двигателях с числом цилиндров, кратным трем, особенно заметно влияние импульсного подвода газа к турбине на интенсифика-

цию процессов принудительного выпуска, продувки—наполнения. В результате увеличения пропускной способности турбины μF_T до значений, при которых импульс давления обычно срабатывает к моменту начала открытия продувочных окон, перепад давления на продувку цилиндра возрастает до $0,2 \cdot 10^5$ Н/м². Это позволило на двигателях последней модификации уменьшить фазу открытия продувочных окон с 79° до 68° п. к. в., угол предварения открытия выпускного клапана до 84° п. к. в., повысить p_e и эффективный к. п. д. двигателя η_e на 3—4% [64].

Для поддержания хода судна в случае аварии турбокомпрессоров предусматривается резервная воздуходувка и байпасирование кормового турбокомпрессора. При выходе из строя обоих турбокомпрессоров и работе с включенной электровоздуходувкой на трех кормовых цилиндрах двигатель развивает мощность около $0,2 N_{\text{ном}}$ при $n = 0,6 n_{\text{ном}}$.

Воздух от турбокомпрессоров охлаждается в воздухоохладителях, частично встроенных в ресивер. В системе последовательного распределения заборной воды по теплообменникам воздухоохладитель включается первым. Расход воды регулируется таким образом, чтобы разность воды на входе и выходе не превышала 5 К и воздух при нормальной нагрузке двигателя имел бы температуру на 15 К выше температуры заборной воды.

Как известно, одной из проблем газотурбинного наддува является обеспечение требуемого давления воздуха при пуске и малом ходе. Отсутствие приводных нагнетателей заставляет использовать для этой цели только турбокомпрессоры двигателя. Раскручивание их осуществляется импульсом давления воздуха, образующимся при выпуске из пускового цилиндра (рис. 42). Однако перед пуском прогретого двигателя условия страгивания и разгона турбокомпрессоров неодинаковы. Вследствие движения подогретого воздуха из цилиндра через открытый выпускной клапан турбина данной группы цилиндров обычно уже вращается с частотой вращения около 120 об/мин. При пуске на одном цилиндре носовой или кормовой группы наблюдается запаздывание раскрутки одного турбокомпрессора по отношению к другому. Это запаздывание вызывается малой величиной давления последующих выпускных импульсов при работе цилиндров на топливе [$p_{r\text{max}} = (1,05 - 1,1) \cdot 10^5$ Н/м²].

Характерные условия запаздывания раскручивания кормового турбокомпрессора видны из рис. 42. Турбина начинает страгиваться лишь после реверса и нового пуска на передний ход от воздушного импульса цилиндра № 5. Обороты кормовой турбины нарастают медленно и на режиме малого хода ($n = 30$ об/мин) составляют только $\frac{1}{3}$ от частоты вращения носовой турбины. Пуск на двух цилиндрах с раскручиванием каждой турбины от воздушных импульсов с интервалом 60° п. к. в. способствует выравниванию оборотов турбокомпрессоров через 2,2 с после страгивания, но практически не отражается на пусковых качествах двигателя. Несмотря на различие в углах предварения открытия выпускных клапанов (86° п. к. в. до НМТ на ходе «Назад»), работа системы наддува и разгон двигателя в обоих направ-

лениях практически одинаковы. Общее время с момента выполнения команды «Пуск» до момента достижения оборотов малого хода составило около 5 с на передний ход и около 6 с на задний ход. Подача топлива при пуске в зависимости от условий и опыта обслуживающего персонала составляет 50—100% от номинала.

Рассмотрим изменение состояния воздуха и газа в характерных сечениях системы наддува на режиме полного хода. Воздушный тракт двигателя, образованный пространством ресивера с патрубками и подпоршневыми полостями цилиндров, имеет общий объем 33,5 м³, что в 5,6 раза больше суммарного рабочего объема цилиндров. Выбор значительного объема воздушного тракта обуславливается необходимостью свести к минимуму колебания давления воздуха, неблагоприятно влияющие на устойчивость работы и к. п. д. центробежных компрессоров. В данном случае, несмотря на значительный объем системы, наблюдаются колебания давления воздуха на выходе из компрессора, в ресивере и перед окнами цилиндров двигателя. Амплитуда этих колебаний составляет $(0,03 - 0,04) \times 10^5$ Н/м², а частота определяется периодичностью расхода воздуха на продувку цилиндров. Поскольку полностью избежать колебаний давления воздуха обычно не удастся, а в ряде случаев имеются дополнительные причины их возникновения (подача воздуха подпоршневыми насосами, заброс

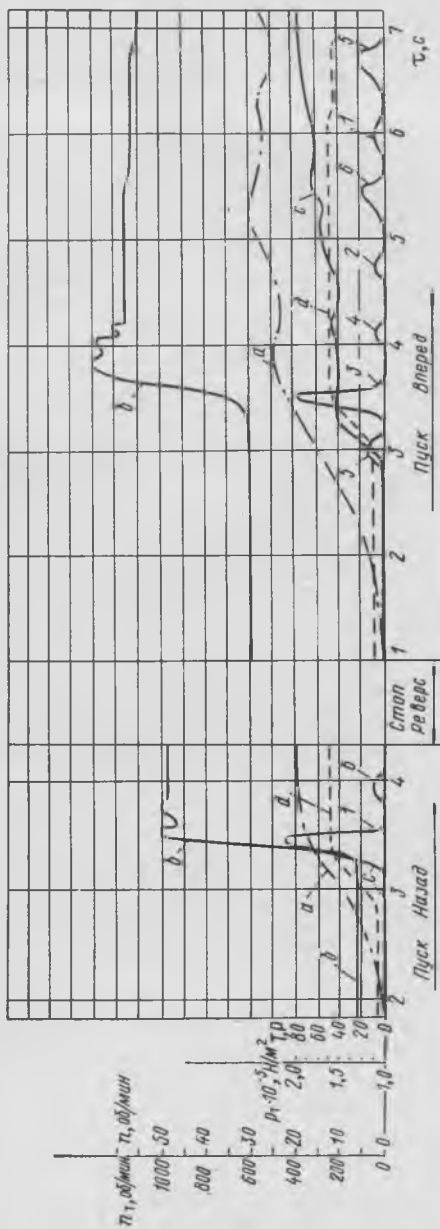


Рис. 42. Кривые разгона двигателя и турбокомпрессоров

a — обороты двигателя; *b* — обороты носового турбокомпрессора; *c* — обороты кормового турбокомпрессора; *d* — перемещение органа подачи топлива (ТР); *e* — выходящие импульсы перед турбиной от цилиндров

их возникновения (подача воздуха подпоршневыми насосами, заброс

газов в ресивер), то это обстоятельство учитывают при построении характеристики компрессора. Компрессоры испытывают на переменное противодавление, создаваемое, например, вращающимся золотником, что приводит к смещению границы помпажа в сторону больших расходов и к снижению к. п. д.

В отличие от впускной системы в выпускном тракте при импульсном наддуве происходят значительные изменения параметров состояния и состава газа. Оценим их по осциллограммам и кривой $\alpha_r = f(\varphi)$ (рис. 43), снятым в сечениях за выпускным клапаном цилиндра № 1, перед турбиной и за турбиной на режиме полного хода ($p_i = 8,96 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, $n = 105,5 \text{ об/мин}$).

Заметим, что по величине α_r находят доли продуктов сгорания q_r и воздуха q_v или доли «чистых» продуктов сгорания $q_{r\alpha=1}$ и всего избыточного воздуха $q_{v\alpha=1}$ в рассматриваемый момент времени

$$q_r = \frac{\alpha_{cp} L'_0 + 1}{\alpha_r L'_0 + 1};$$

$$q_v = 1 - q_r,$$

$$q_{r\alpha=1} = \frac{L'_0 + 1}{\alpha_r L'_0 + 1};$$

$$q_{v\alpha=1} = 1 - q_{r\alpha=1},$$

где α_{cp} — средний коэффициент избытка воздуха при сгорании в цилиндре;

L'_0 — теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива.

В патрубке в периоды выпуска—продувки цилиндра также происходят процессы газообмена. При ограниченном объеме выпускной системы ($V_c = 0,845 V_s$) эти процессы сопровождаются значительными изменениями давления, температуры и состава газа (рис. 43, а). В период свободного выпуска давление p_r возрастает от $1,6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ до $p_{r\max} = (2,5 \div 2,75) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ со средней скоростью около $0,05 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ на 1° поворота вала, температура — от 400 К до $T_{r\max} = 960 \text{ К}$ со средней скоростью 33 К на 1° п. к. в.

Состав газа резко меняется от $\alpha_r = 30$ ($q_v = 0,97$) в начале открытия выпускного клапана до $\alpha_{r\min} = 1,67$ ($q_v = 0,38$) в период выпуска. Общая фаза выпуска продуктов сгорания составляет около 90° п. к. в. и заканчивается за $10\text{—}12^\circ$ до НМТ, когда на кривой $T_r = f(\varphi)$ отмечается резкий спад температуры, свидетельствующий о поступлении в патрубок продувочного воздуха. В результате еще до прихода волн давления от цилиндра № 3 патрубок цилиндра № 1 заполняется продувочным воздухом и α_r возрастает до 33 ($q_v = 0,97$), давление и температура выравниваются и составляют $p_r = 1,4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, $T_r = 400 \text{ К}$. Импульсы давления от цилиндров № 3, 2, следующие с интервалом в 120° п. к. в., вызывают повышение давления p_r до $(2,9 \div 2,7) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ и температуры до 450 и 500 К, которые обусловлены в основном адиабатным сжатием воздуха. Однако коэффициент

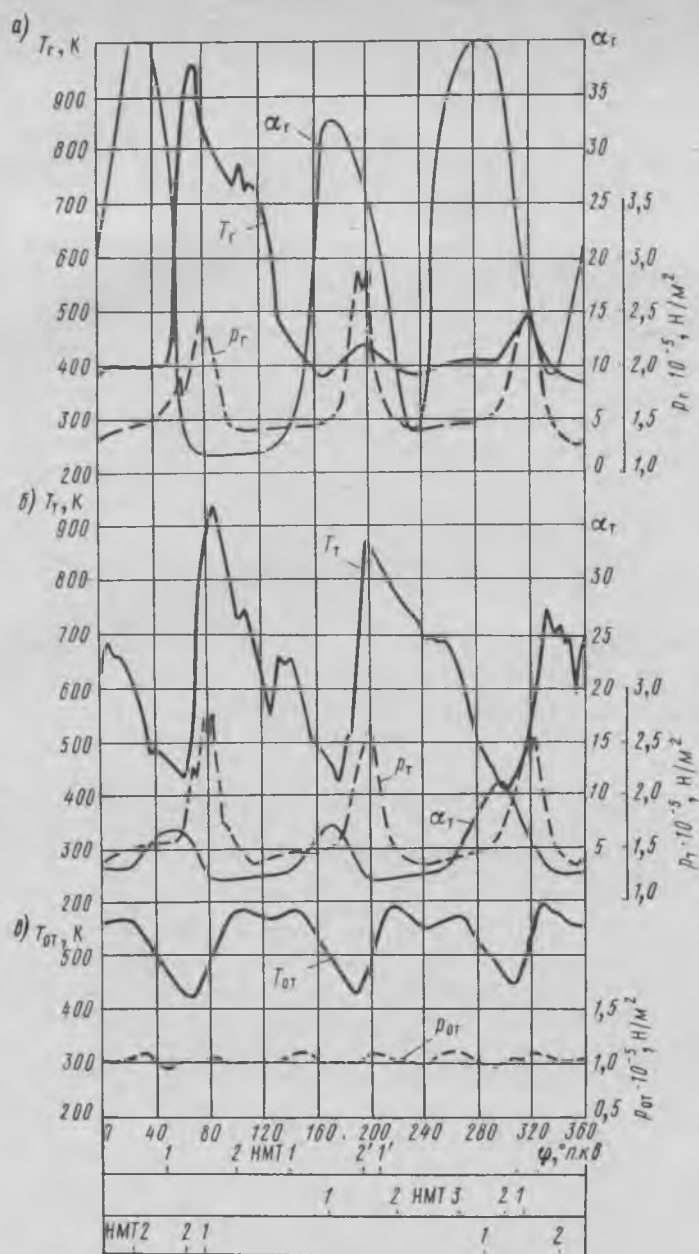


Рис. 43. Изменение давления, температуры и состава газа за выпускными органами (а), перед турбиной (б) и за турбиной (в) двигателя Бурмейстер и Вайн

$p_i = 8,96 \cdot 10^5 \text{ H/M}^2$, $n = 105 \text{ об/мин}$; 1—1' — фаза выпуска; 2—2' — фаза продувки

избытка воздуха при этом понижается до 4 — 3,5, что указывает на проникновение некоторого количества продуктов сгорания в сечение отбора газа за клапаном цилиндра № 1. Последующее увеличение α_r свидетельствует об обратном перетекании воздуха из надклапанного пространства в патрубок при спаде давления.

Таким образом, в промежутках между процессами газообмена в цилиндре и в патрубке находящийся в нем воздух выполняет роль своеобразного буфера, воспринимающего импульсы давления от цилиндров № 3, 2. Энергия выпускного импульса цилиндра № 3 частично используется для дозарядки цилиндра на IV участке диаграммы время—сечение. Однако в целом эти процессы связаны с необратимыми потерями энергии от сжатия—расширения в объеме патрубка и вызывают понижение давления и температуры газа при выпуске.

На формирование импульсов давления газа в патрубке оказывают влияние объем системы, пропускная способность турбины, условия распространения и отражения волн давления при внезапном расширении сечения в местах разветвления трубопроводов, при подходе к сопловому аппарату турбины и к выпускным органам цилиндров. Так, вследствие отражения отрицательной волны давления от выходного сечения патрубка цилиндра № 1 в месте разветвления трубопроводов на восходящем участке кривой $p_r = f(\varphi)$ отмечается понижение давления.

При температуре газа в патрубке в начале выпуска $T_r = 400$ К и скорости звука $a = 400$ м/с запаздывание подхода волны разрежения к сечению за выпускными клапанами цилиндров составляет для цилиндра № 1

$$\Delta\varphi_1 = \frac{6n \cdot 2L_1}{a} = \frac{6 \cdot 105,5 \cdot 2 \cdot 2,14}{400} = 6,8^\circ \text{ п. к. в.};$$

для цилиндра № 2

$$\Delta\varphi_2 = \frac{6 \cdot 105,5 \cdot 2 \cdot 0,4}{400} = 1,3^\circ \text{ п. к. в.}$$

При выпуске из цилиндра № 2 эти колебания из-за малого значения $\Delta\varphi_2$ практически не регистрируются. Заметим, что наложение прямых и обратных волн давления в сечении замера за клапанами цилиндра № 1 приводит также к более быстрому нарастанию и спаду импульсов давления, подходящих от цилиндров № 3 и 2.

Формирование температурного импульса за выпускными органами определяется процессами перемешивания газа в патрубке, теплообменом и характером протекания фазы принудительного выпуска. На восходящем участке кривой $T_r = f(\varphi)$ поступающие из цилиндра с большой скоростью и высокой температурой продукты сгорания интенсивно перемешиваются с газом, находящимся в объеме патрубка до сечения замера. При этом происходит и усиленный теплообмен с охлаждаемыми стенками корпуса клапана. После точки $T_{r \max}$ температура газа на выходе из цилиндра и в патрубке выравнивается, и при малом перепаде давления в выпускных органах быстрое снижение температуры T_r обуславливается в основном расширением газа в цилиндре.

В период принудительного выпуска движение газа в патрубке близко к установившемуся и изменение кривой $T_r = f(\varphi)$ в основном отражает характер очистки цилиндра. При послойном вытеснении газов из цилиндра температура T_r на участке 40—30° п. к. в. до НМТ

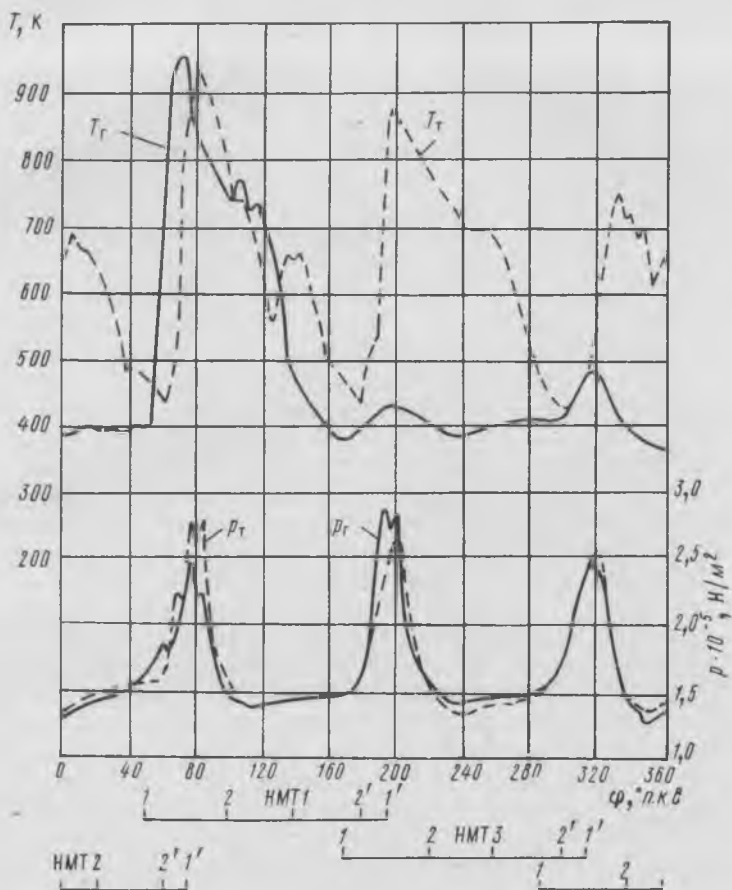


Рис. 44. Сопоставление импульсов давления и температуры газа за цилиндром № 1 и перед турбиной

изменяется мало, но затем при поступлении в патрубок продувочного воздуха резко падает до $T_{r \text{ мин}} = 400$ К. Средняя по времени температура газа за цикл, определенная планиметрированием кривой $T_r = f(\varphi)$ за клапаном цилиндра № 1, составляет 490 К, что на 130 К ниже средней температуры газа, измеряемой инерционной термопарой или биметаллическим термометром в том же сечении. Такое различие закономерно и объясняется усиленным теплообменом между газом и стенками термометра в период прохождения импульса газа с большой скоростью и высокой температурой.

На изменение параметров состояния и состава газа перед турбиной (рис. 43, б) при теплоизолированном выпускном трубопроводе основное влияние оказывают потери вихреобразования при перетекании в смежные патрубки и перемешивании продуктов сгорания и воздуха, а также наложение волн давления и гидравлические сопротивления. Для коротких трубопроводов большого диаметра ($\frac{l}{d} = 5,5$ для патрубков цилиндров № 1 и 3; $\frac{l}{d} = 2,4$ для патрубка цилиндра № 2)

при средних скоростях потока 120—140 м/с трение и местные сопротивления незначительно сказываются на величине потери давления при прохождении импульса давления от цилиндра до турбины. Из сопоставления кривых $p_r = f(\varphi)$, $p_t = f(\varphi)$ (рис. 44) видно, что максимальные и минимальные давления газа в сечении за клапаном и перед турбиной близки между собой. Коэффициент потери давления ξ_r , оцениваемый по отношению средних давлений $\xi_r = p_{t, \text{ср}}/p_{r, \text{ср}}$, составляет 0,98 — 0,99. Большее влияние на форму импульса давления перед турбиной оказывает наложение волн давления. При величине отношения пропускной способности турбины μF_t к сечению трубопровода $F_{\text{тр}}$, равной 0,39, на кривой $p_t = f(\varphi)$ отмечаются повышенные скорости нарастания и спада давления по сравнению с их значениями в сечении за клапаном.

Фазовое смещение волны давления по отношению к сечению за клапаном при скорости распространения волны конечной амплитуды $W_B \cong 400 + 120 = 520$ м/с составляет $2,5^\circ$ п. к. в. для длинных патрубков цилиндров № 1, 3 и около 1° п. к. в. для короткого патрубка цилиндра № 2. Для импульсов температуры смещение температурных кривых $T_r = f(\varphi)$ и $T_t = f(\varphi)$ зависит от скорости потока газа и условий перемешивания продуктов сгорания с воздухом, особенно при внезапном расширении сечения в месте соединения патрубков. Величина смещения температурных импульсов перед турбиной по отношению к моменту открытия выпускного клапана в среднем составляет: для цилиндров № 1, 3 14° п. к. в., для цилиндра № 2 17° п. к. в. Большее запаздывание температурной кривой для цилиндра № 2 с коротким выпускным патрубком вызвано интенсивным перемешиванием газа с воздухом, остающимся в патрубках цилиндров № 1, 3 от предыдущих циклов. На это обстоятельство также указывает общее понижение температурного импульса и увеличение коэффициента α_t при выпуске газа из цилиндра № 2 по сравнению с выпускными импульсами цилиндров № 1, 3 (рис. 43, б).

Кривая $\alpha_t = f(\varphi)$ также позволяет уточнить условия перемешивания и перетекания газа в месте разветвления патрубков перед турбиной. Повышенное содержание воздуха в конечной фазе импульса от цилиндра № 3 ($\alpha_t = 12$, $q_B = 0,835$) указывает на то, что в патрубке этого цилиндра происходит меньшее перемешивание газов при выпуске из цилиндра № 2, чем в патрубке цилиндра № 1. Такое различие объясняется порядком работы цилиндров № 1, 2, 3. К началу выпуска из цилиндра № 2 в патрубке цилиндра № 3 еще продолжается продувка и поток газа движется к турбине. В патрубке цилиндра

№ 1 газообмен закончился за 107^с п. к. в. до начала выпуска из цилиндра № 2, воздух в патрубке находится в состоянии покоя и условия его перемешивания с подходящими продуктами сгорания от цилиндра № 2 более благоприятны. Влияние порядка работы цилиндров на демпфирующую способность газа в объемах патрубков сказывается и на форме кривых давления и температуры выпускных импульсов, подходящих от других цилиндров. Выпускной импульс от цилиндра № 2 более глубоко проникает в патрубок цилиндра № 1 и, несмотря на пониженное давление, вызывает в нем большее повышение температуры (до 500 К по сравнению с 450 К при подходе импульса от цилиндра № 3, рис. 43, а).

В связи с подходом импульсов газа от трех цилиндров и частичным перемешиванием с воздухом состав газа перед турбиной, по сравнению с составом газа за клапаном, несколько выравнивается: коэффициент избытка воздуха перед турбиной в промежутках между импульсами возрастает до 8—12 и понижается до 2—3 в периоды выпуска. Повышение температуры газа от $T_{т\ min}$ до $T_{т\ max}$ все же остается значительным и составляет 450 К для импульсов газа от цилиндров № 1, 3 и 330 К для импульса газа от цилиндра № 2.

В результате перемешивания и расширения газа в буферных объемах патрубков в сечении перед турбиной после точки $T_{т\ max}$ наблюдается резкий спад температуры и повторное ее возрастание до 650 — 700 К (см. рис. 43, б). Такое скачкообразное изменение температуры перед турбиной характерно и для других систем наддува. С учетом фазового смещения кривых $T_r = f(\varphi)$, $T_t = f(\varphi)$ можно заметить, что повторное повышение температуры вызвано поступлением в трубопровод продуктов сгорания в период принудительного выпуска газа из цилиндра.

В связи с подходом импульсов газов от трех цилиндров средняя планиметрическая температура газа перед турбиной за цикл возрастает до 640 К, а разность с показаниями инерционного термометра уменьшается до 58 К.

После расширения газа в турбине давление падает до величины противодавления за турбиной и незначительно колеблется относительно среднего значения $p_{от} \cong 1,044 \cdot 10^5$ Н/м² без определенной связи с изменением давления перед турбиной (рис. 43, в). Температура же газа за турбиной, наоборот, меняется в полном соответствии с характером изменения температуры газа перед турбиной. Со сдвигом по фазе в 23—25° п. к. в. по отношению к моменту начала открытия выпускного клапана на кривой $T_{от} = f(\varphi)$ отмечается возрастание температуры от 425—450 до 600 К при прохождении выпускных импульсов цилиндров № 1, 3, 2. Как видно из сопоставления кривых $T_t = f(\varphi)$, $T_{от} = f(\varphi)$, наибольшая разность температур на турбине срабатывается при повышенных степенях расширения в начальной фазе импульса. В конце импульса температуры газа перед турбиной и за турбиной практически остаются одинаковыми. Выравнивание температурного импульса за турбиной происходит в большей степени, чем это определяется условиями политропного расширения газа в турбине. Такое различие закономерно. Кривая $T_{от} = f(\varphi)$ отражает

суммарное влияние расширения, перемешивания, теплообмена на рассматриваемом участке выпускного тракта. По данным Н. Д. Чайнова [52], температура газа постоянного потока только вследствие теплообмена с корпусом турбины перед соплами на 11—14 К ниже, чем на входе в турбину, а снижение температуры в выпускном патрубке по сравнению с температурой на выходе из рабочих лопаток составляет 20 К. Изменение температуры газа за турбиной показывает, что процессы перемешивания и выравнивания состава газа продолжают на последующих участках выпускного тракта.

Таким образом, при импульсном подводе газа в цилиндрах и в выпускном трубопроводе протекают взаимосвязанные процессы, зависящие от согласования фаз и моментов газораспределения, сечения впускных и выпускных органов, турбины, трубопровода и общего объема выпускной системы.

При выпуске газа из одного цилиндра патрубки других цилиндров выполняют роль демпфирующих объемов, что уменьшает амплитуду колебания давления, вызывает перетекание и перемешивание газа в выпускном трубопроводе перед турбиной.

§ 11

Исследование процессов в системе наддува двигателя Строк Hotl₀ 8×75×160 [8ДКРН75/160]

На двигателях Строк типа Hotl₀ с прямоточно-клапанной схемой газообмена также применяется одноступенчатый газотурбинный наддув (схема 1, рис. 40) при импульсном подводе газа к турбине. Применение двухступенчатого наддува (схема 2, рис. 40) на новых двигателях Строк типа SW не получило распространения в основном из-за сложности конструкции и трудностей согласования работы турбокомпрессоров на переменных режимах.

Одноступенчатая схема наддува оказалась достаточно эффективной и при повышенном давлении наддува. На двигателях типа SW с числом цилиндров, кратным трем, среднее эффективное давление доведено до $11,5 \cdot 10^5$ Н/м², т. е. достигнута более чем двукратная форсировка мощности по сравнению с двигателем без наддува ($p_e = 5,3 \cdot 10^5$ Н/м²).

Система наддува восьмицилиндрового двигателя Строк Hotl₀ 8×75×160 характеризуется умеренными параметрами (см. табл. 4). Ее общая компоновка с указанием мест измерения давления, температуры и отбора проб газа показана на рис. 45. Воздух подается четырьмя турбокомпрессорами VTR 500. Максимальная частота вращения $n_{T, \max} = 11\,200$ об/мин. Максимальная температура газа для длительной работы 823 К.

При порядке работы цилиндров 1—7—4—5—2—8—3—6 в каждой турбине срабатывает энергия газов от двух смежных цилиндров с чередованием выпускных импульсов через 180° п. к. в. Такая группировка цилиндров позволяет уменьшить объем выпускной системы до $V_r = 0,616 V_s$. Представляет также интерес изучение импульсов

давления при повышенной скорости открытия четырех выпускных клапанов и газодинамических явлений в разветвленном выпускном трубопроводе.

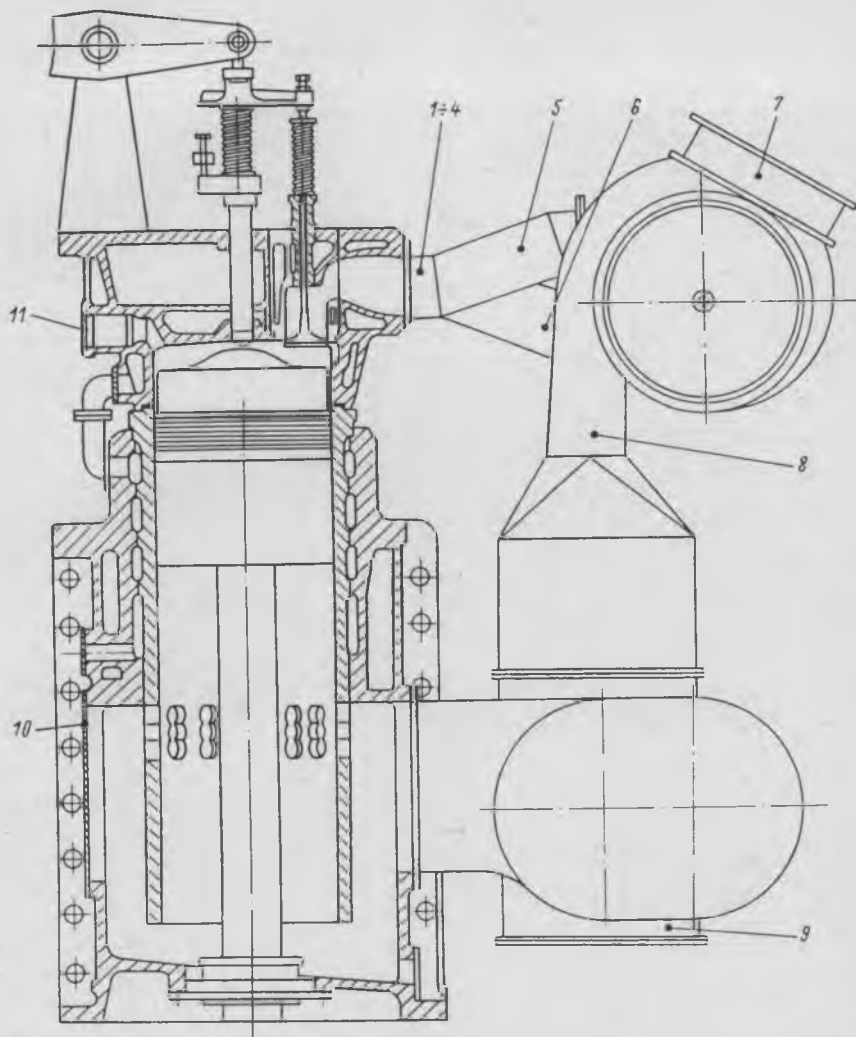


Рис. 45. Компонка турбонадува двигателя Сторк Hot1₀ 8 × 75 × 160
Места установки датчиков: 1-11 — давления; 1-7 — температуры и отбора газа

Отличительной особенностью двигателя Сторк является низкое значение минимально устойчивых оборотов ($n_{\min} = 0,15 n_{\text{ном}}$). При оборотах $n_{\min} = 17$ об/мин и подаче воздуха только турбокомпрессорами обеспечиваются нормальное протекание газообмена и бездымный выпуск. Помимо влияния топливной аппаратуры [6], этому способ-

ствуется продувка цилиндров при малом перепаде давления и поддержание частоты вращения турбокомпрессора на уровне 600 об/мин благодаря импульсному подводу газа.

Анализ изменения давления воздуха в характерных сечениях впускного тракта на режиме полного хода (рис. 46) показывает, что, как и на двигателе Бурмейстер и Вайн 684VT2BF-180, колебания давления вызываются переменным расходом воздуха на продувку цилиндров. Наименьшая амплитуда колебаний $\Delta p = 300 \text{ Н/м}^2$ наблюдается в патрубке за компрессором (точка 8, рис. 45). Эти колебания практически совпадают по фазе с колебаниями в ресивере. Увеличение амплитуды колебаний до 6000 Н/м^2 наблюдается в подпоршневом пространстве в районе продувочных окон (точка 10, рис. 45). Наибольшее снижение давления с $1,33 \cdot 10^5$ до $1,23 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ соответствует начальной фазе открытия продувочных окон.

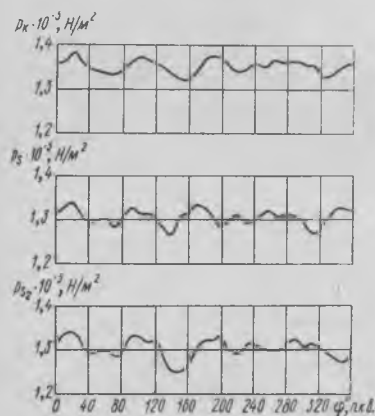


Рис. 46. Изменение давления воздуха за компрессором p_k , в ресивере p_s и перед окнами цилиндра p_{s_2} двигателя Сторк при $n = 109 \text{ об/мин}$

цилиндра. Собственный и подходящий импульсы давления несколько отличаются по форме. Скорость повышения давления у первого составляет $\Delta p_r / \Delta \varphi = (0,12 - 0,15) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, у второго $\Delta p_r / \Delta \varphi = (0,16 - 0,17) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

На нисходящей ветви подходящего импульса давления характерно образование уступа, что является результатом подхода отрицательной отраженной волны давления вследствие интенсивного истечения газа через турбину в период наибольших перепадов давлений. Образование уступа выражено сильнее в тупиковых сечениях патрубков (при закрытых выпускных клапанах). Подходящий импульс давления в сечении за клапанами цилиндра № 1 вызывает повышение температуры с 400 до 480 К в соответствии с адиабатным сжатием воздуха и частичным проникновением продуктов сгорания. На последнее указывает спад кривой $\alpha_r = f(\varphi)$ и уменьшение коэффициента α_r до 11—14 ($q_v = 0,81 \div 0,85$) (рис. 47, а).

Для короткого выпускного патрубка (на рис. 47, а кривые не показаны) проникновение газов в сечении за клапаном более значительно,

Кривые давления, температуры и состава газа в длинном выпускном патрубке цилиндра № 1 перед турбиной в верхнем подводе и за турбиной на режиме полного хода (рис. 47) построены по данным обработки осциллограмм и анализа проб газа, отбираемого стробоскопическим газоотборником в тех же сечениях.

В сечении за клапанами (рис. 47, а) в течение одного оборота вала образуются импульсы давления и температуры газа при выпуске из данного цилиндра и подходящие через 180° при выпуске из смежного

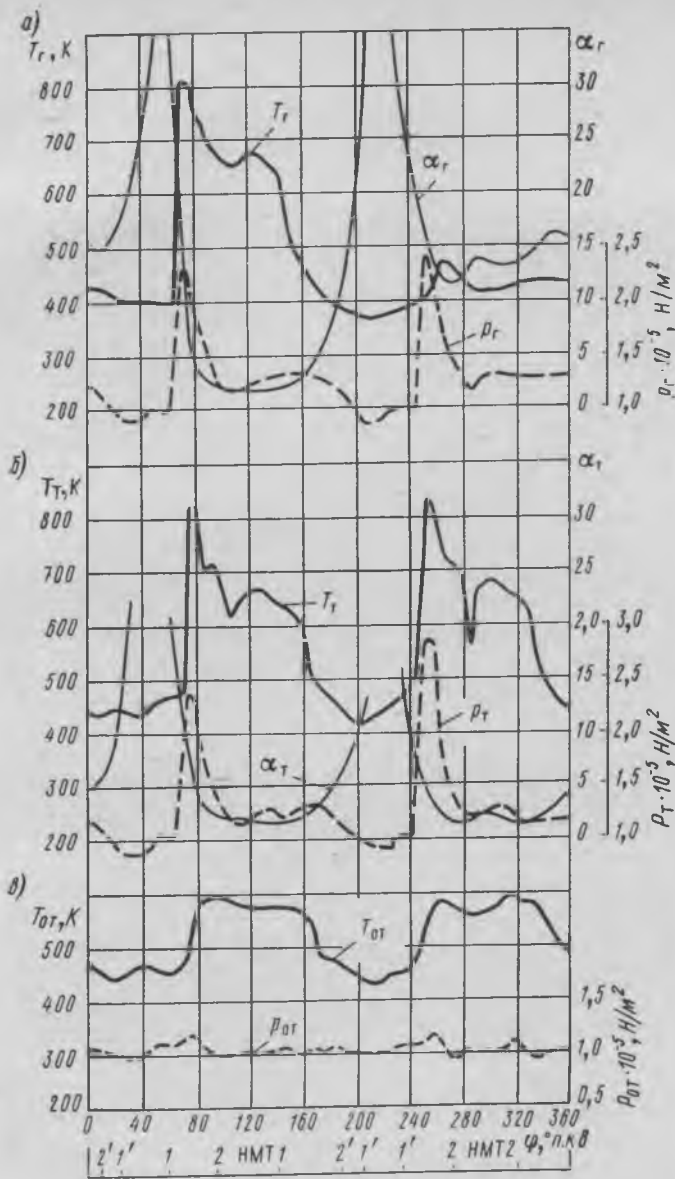


Рис. 47. Изменение давления, температуры и состава газа за выпускными органами (а), перед турбиной (б) и за турбиной (в) двигателя Сторк

$p_t = 7,15 \cdot 10^5 H/M^2$, $n = 110$ об/мин; 1-1' — фаза выпуска; 2-2' — фаза продувки

и при повышении давления от $1,033 \cdot 10^5$ до $p_{r \max} = 2,5 \cdot 10^5$ Н/м² температура возрастает с 420 до 550 К и продолжает удерживаться на уровне 450 К в течение последующей фазы принудительного выпуска газа из цилиндра № 2. На двигателе это проявляется в различии показаний термопар выпускных газов на 20 — 30 К, устанавливаемых за цилиндром на коротком и длинном патрубках.

При чередовании импульсов через 180° п. к. в. отсутствует фаза перекрытия выпускных клапанов смежных цилиндров. Давление в патрубках и перед турбиной на угле в 35° п. к. в. в конце импульса падает ниже атмосферного ($p_r \approx 0,94 \cdot 10^5$ Н/м²) в результате отсасывающего действия турбины, работающей в компрессорном режиме. В этот период исключается отбор газа из патрубка через газоотборное устройство непрерывного продувания и на кривой $\alpha_r = f(\varphi)$ образуется разрыв. За период свободного выпуска давление повышается до $p_{r \max} = (2,31 - 2,4) \cdot 10^5$ Н/м² со средней скоростью $\Delta p_r / \Delta \varphi = (0,12 - 0,15) \cdot 10^5$ Н/м² на 1° п. к. в., температура от $T_{r \min} = 400$ К до $T_{r \max} = 820$ К со средней скоростью $\Delta T_r / \Delta \varphi = (30 - 50)$ К на 1° п. к. в. Состав газа в этот период резко меняется и коэффициент избытка воздуха α_r падает до $\alpha_{r \min} = 1,95 \div 2$. Общий период выпуска продуктов сгорания из цилиндра составляет около 80° п. к. в. и наглядно разделяется по кривой $T_r = f(\varphi)$ на период свободного и принудительного выпуска, который заканчивается при положении поршня в районе НМТ. В сечении за клапанами цилиндров № 1, 2 средняя планиметрическая температура газа за цикл составляет 483 К, что на 83 К ниже температуры, замеряемой инерционным термометром.

Перед турбиной (рис. 47, б, 48) импульсы давления в основном сохраняют свою форму и коэффициент потери давления в выпускном трубопроводе $\xi_r = 0,985 \div 0,99$ (см. табл. 4). Температурные же импульсы несколько изменяются: наблюдаются резкие спады температуры после первого максимума. На температурных кривых от цилиндра № 1 в верхнем подводе к турбине и от цилиндра № 2 в нижнем подводе, т. е. при движении газа по длинным патрубкам 1 и 4, имеется по два спада температур, при подводе газа по коротким патрубкам 2, 3 — по одному (рис. 49). Эти явления связаны с расширением и перемешиванием газа при перетекании из одних патрубков в другие. Первое снижение температуры при подводе газа к турбине по длинным патрубкам обуславливается также поступлением смеси продуктов сгорания и воздуха из короткого патрубка смежного цилиндра в турбину при спаде давления. Это положение подтверждается данными анализа газа. Состав газа в коротком патрубке после расширения волны давления характеризуется значением коэффициента $\alpha_r = 6 \div 9$, а в длинном $\alpha_r = 14 \div 15$. Последующее повышение температуры после второго минимума на кривой $T_r = f(\varphi)$ вызывается подходом к турбине продуктов сгорания, вытесняемых из цилиндра в период принудительного выпуска. Вместе с тем, анализ газа перед турбиной показывает, что вследствие малого объема выпускного трубопровода перемешивание продуктов сгорания и воздуха в нем

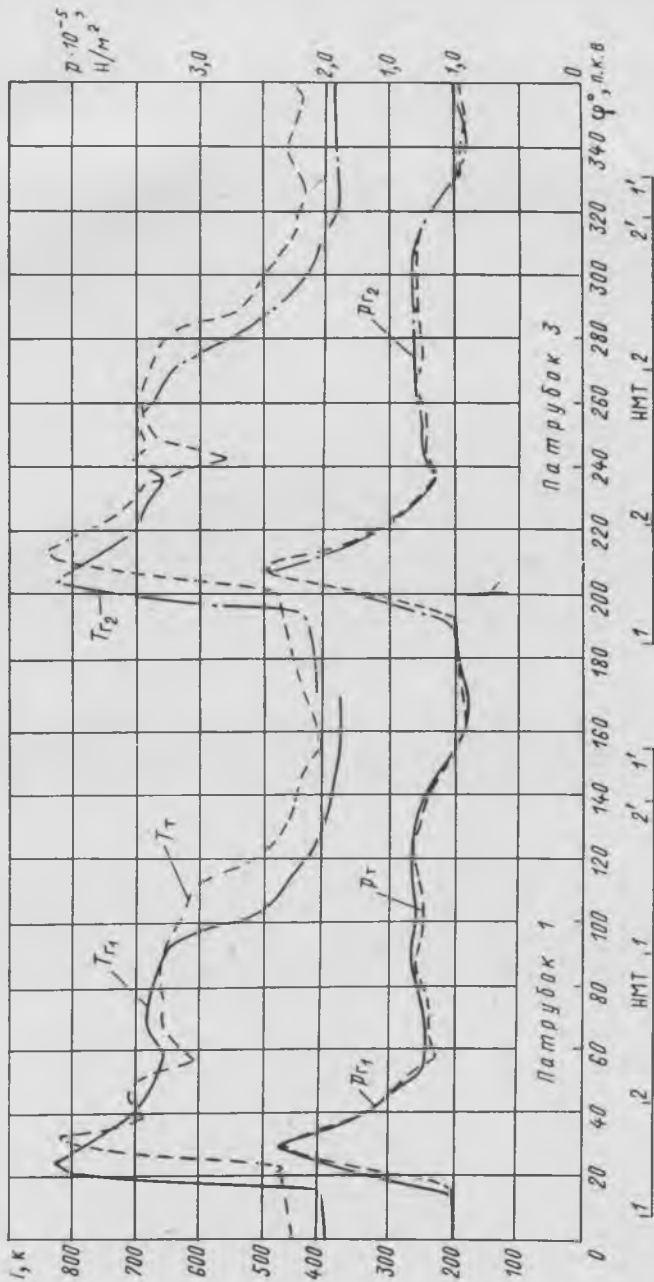


Рис. 48. Сравнение импульсов давления и температуры газа за выпускными клапанами цилиндрами турбиной в верхнем подводе

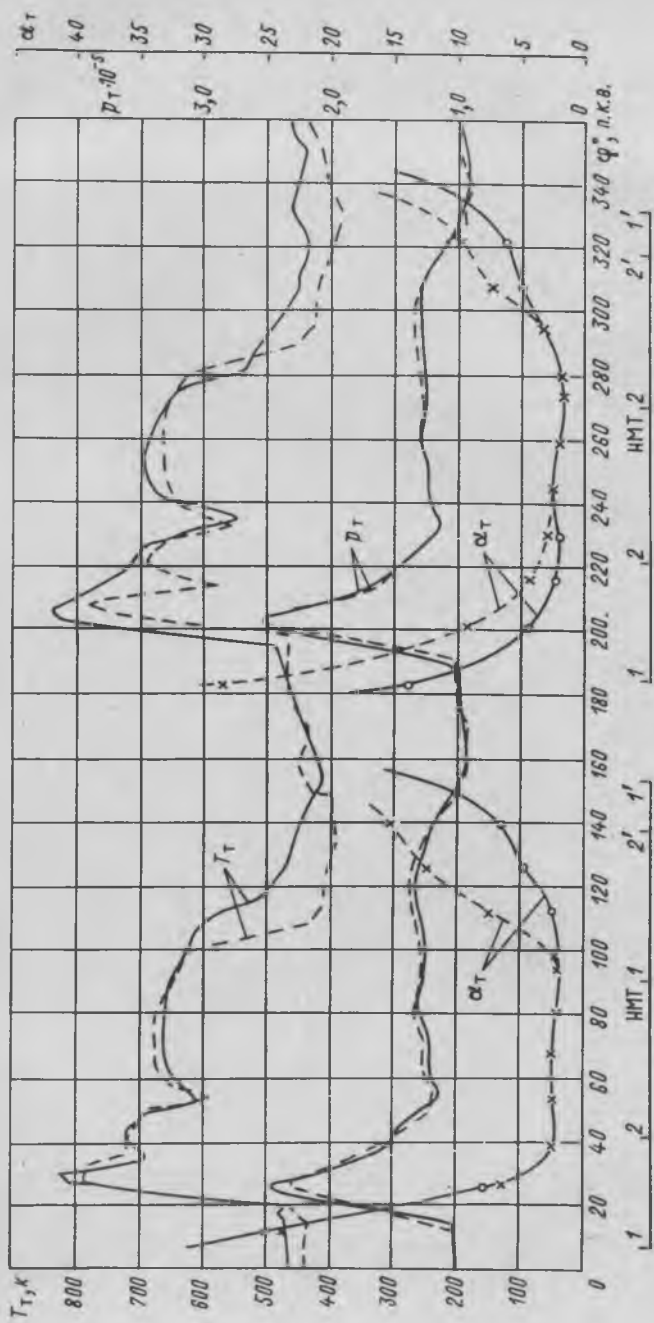


Рис. 49. Сравнение импульсов давления и температуры газа и коэффициента α_T перед турбиной в верхнем (—) и нижнем (---) подводах

незначительно. В периоды выпуска газа α , падает до 1,9 и в конце продувки возрастает до 9—10.

Вследствие подхода к турбине импульсов газа от двух цилиндров средняя планиметрическая температура газа за цикл составляет $T_{т.ср} = 570$ К в верхнем подводе и $T_{т.ср} = 535$ К в нижнем подводе. По сравнению с показаниями инерционных термометров средняя планиметрическая температура газа для обоих подводов ниже на 55 К.

Влияние трения, вихреобразования, теплообмена на потери энергии при движении газа от цилиндра до турбины косвенно может оцениваться по изменению давления и температуры газа. Характер такого изменения можно видеть при графическом сопоставлении кривых давления и температуры газа в сечении за клапанами цилиндра № 1 и перед турбиной (см. рис. 48). Величина потерь энергии в трубопроводе оценивается в 5% (см. § 15). По смещению начала кривых температуры скорость движения фронта газа по трубопроводу равна приблизительно 160 м/с.

При сопоставлении кривых температуры газа перед турбиной и за клапанами и в трубопроводах, связанных с верхним и нижним подводом газа, была выявлена существенная разница в характере их изменения. Об этом наглядно можно судить на основании графического сравнения кривых $T_t = f(\varphi)$ (рис. 49). В верхнем подводе максимальная температура в обоих импульсах выше на 50—75 К, чем в нижнем.

Как уже было сказано, средняя планиметрическая температура газа в верхнем подводе также выше на 35 К. Особенно значительно несоответствие на участке спада кривой температуры. При подходе к турбине продувочного воздуха температура газа в нижнем подводе понижается значительно быстрее, чем в верхнем. Некоторое различие наблюдается и в кривых давлениях газа. Анализ показал, что это обусловлено повышенным сопротивлением движению газа по верхнему подводу против вращения рабочего колеса и, наоборот, пониженным сопротивлением при движении газа к турбине по нижнему подводу по вращению рабочего колеса. Влияние способа подвода газа к турбине на ее характеристику показано в работе [43]. Подвод газа по вращению сопровождается меньшими потерями на входе в сопловый аппарат и ведет к увеличению пропускной способности турбины μE_t по сравнению с подводом газа против вращения.

Характер кривых температуры газа перед турбиной в верхнем и нижнем подводе показывает, что разница в величинах μE_t при поступлении газа в турбину по вращению и против вращения неодинакова по углу поворота вала. Наибольшее увеличение μF_t в нижнем подводе (по вращению) по сравнению с верхним происходит при поступлении продувочного воздуха, когда разность температур достигает максимальной величины (~ 165 К).

В выпускном патрубке турбины изменение давления и температуры газа (см. рис. 47, в) происходит в соответствии с колебаниями этих параметров перед турбиной и вызывается расширением и перемешиванием газа в проточной части и при движении до сечения замера. Давление $p_{от}$ падает до величины, определяемой сопротивлением газового тракта за турбиной ($\Delta p_{от} = 0,025 \cdot 10^5$ Н/м²), температура ко-

леблется от $T_{от\ min} = 430\text{ К}$ до $T_{от\ max} = 590\text{ К}$. Фазовый сдвиг кривой температуры газа от выходных кромок рабочих лопаток до сечения замера составляет $9\text{--}10^\circ$ п. к. в., что соответствует скорости потока газа за турбиной $60\text{--}67\text{ м/с}$.

§ 12

Исследование процессов в системе наддува двигателя Зульцер 6RD76(6ДКРН 76/155)

На двигателе применяется комбинированный наддув (см. схему 4, рис. 40) с использованием байпасируемых ППН для последовательной работы с турбокомпрессорами. Двигатели Зульцер типа RD имеют $p_e = 8,1 \cdot 10^5\text{ Н/м}^2$. Они оборудованы выпускным трубопроводом для импульсного подвода газа к турбине. Дальнейшее форсирование до $p_e = 10,7 \cdot 10^5\text{ Н/м}^2$ на двигателях типа RND выявило целесообразность перехода к системе наддува при $p_r = \text{const}$. Исследования трех вариантов наддува — существующего на двигателях RD, комбинированного с двухступенчатым сжатием воздуха и двухступенчатым расширением газа (по типу схемы 2, рис. 40) и комбинированного по типу двигателей RD, но при $p_r = \text{const}$, показали, что в последнем случае при нагрузках по p_e свыше $7,5 \cdot 10^5\text{ Н/м}^2$ обеспечиваются большие удельные расходы воздуха, лучшая экономичность и снижение температуры выпускных газов, чем при импульсном подводе газа [68]. Наименьшие удельные расходы топлива на всех нагрузках были достигнуты при двухступенчатом наддуве. Однако в целях упрощения конструкции на двигателях RND принят третий вариант наддува (схема 4 рис. 40) с постоянным давлением газа перед турбиной.

Общая компоновка системы наддува двигателя 6RD76 и места установки датчиков для измерения давления, температуры и отбора проб газа показаны на рис. 50. Некоторые параметры системы приведены в табл. 3. Двигатель обеспечивается воздухом двумя турбокомпрессорами Зульцер типа RT67, у которых максимальная частота вращения $n_{r\ max} = 7800\text{ об/мин}$, допускаемая температура газа перед турбиной $T_{r\ max} = 723\text{ К}$. Конструкция турбокомпрессора RT67 рассматривается в работе [3]. На двигателях этой размерности также используются турбокомпрессоры BBC типов VTR630 и VTR500. При порядке работы цилиндров 1—6—2—4—3—5 на каждую турбину поступают газы от трех цилиндров с чередованием импульсов через 120° п. к. в. Через защитную решетку и общий улиточный вход газы подводятся к сопловому аппарату турбины. В систему наддува входят также общий и индивидуальные ресиверы воздуха для каждого цилиндра. Эти ресиверы совместно с подпоршневыми пространствами образуют рабочую полость байпасируемых ППН, отделяемую от общего ресивера невозвратными пластинчатыми клапанами. При нисходящем ходе поршня давление в индивидуальном ресивере повышается и к моменту открытия продувочных окон достигает величины $p_{s\ max} =$

$= (1,3 \div 1,35) p_{s_1}$. При прохождении поршнем НМТ величина p_s понижается до давления в ресивере первой ступени p_{s_1} , при котором заканчиваются процессы продувки и наполнения цилиндра.

В подпоршневых пространствах давление повышается только для части воздуха, подаваемого турбокомпрессорами. На режиме полного хода часть воздуха, сжимаемого в ППН, составляет:

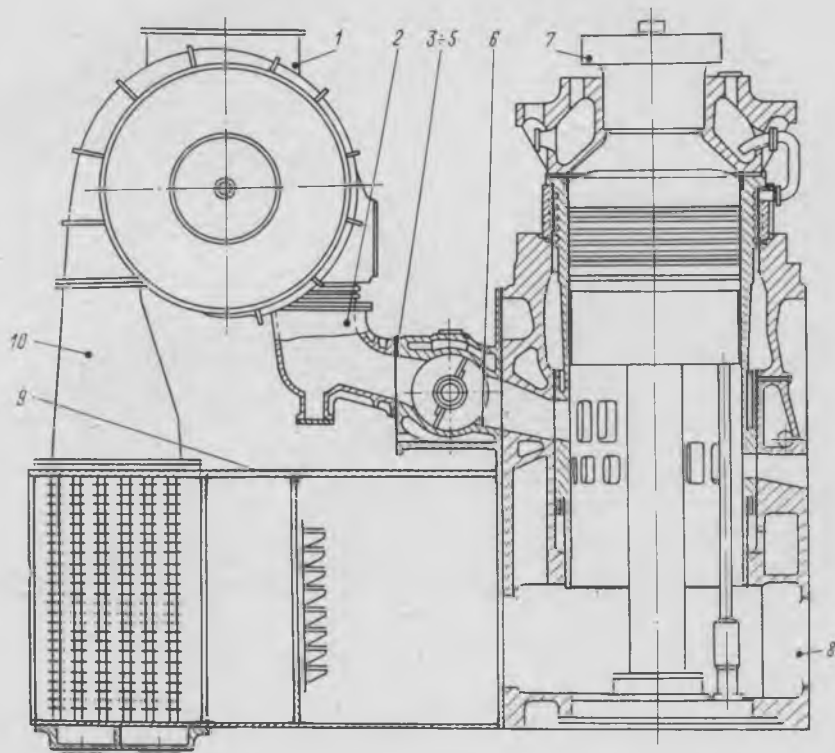


Рис. 50. Компоновка системы наддува двигателя Зульцер 6RD76
Места установки датчиков: 1—10 — давления; 1—5 — температуры и отбора газа

— по объему

$$r_{\text{пл}} = \frac{0,9\eta_{\text{пл}}}{\Psi_0} = \frac{0,9 \cdot 0,937}{1,585} = 0,532;$$

— по весу

$$g_{\text{пл}} = \frac{0,9\eta_{\text{пл}} \gamma_{\text{опл}}}{\Psi_s \gamma_s} = \frac{0,9 \cdot 0,937 \cdot 1,89}{1,1 \cdot 1,94} = 0,75,$$

где 0,9 — коэффициент, учитывающий уменьшение рабочего объема ППН по сравнению с рабочим объемом цилиндра из-за наличия поршневого штока;

- $\eta_{\text{ППН}}$ — коэффициент подачи ППН;
 Φ_0 — геометрический коэффициент избытка продувочного воздуха;
 $\gamma_{0 \text{ ППН}}$ — плотность воздуха на входе в ППН, кг/м^3 ;
 Φ_s — действительный коэффициент избытка продувочного воздуха;
 γ_s — плотность воздуха перед продувочными окнами при $p_{s \text{ ср}}$ и $T_{s \text{ ср}}$ за фазу продувки, кг/м^3 .

При пуске и оборотах малого хода двигатель обеспечивается воздухом только от подпоршневых насосов, которые всасывают воздух через фильтры турбокомпрессоров и работают как обычные поршневые насосы с клапанно-золотниковым распределением. При этом часть энергии сжатого воздуха срабатывается на турбине, что способствует поддержанию оборотов турбокомпрессоров и быстрому их разгону при увеличении частоты вращения двигателя. С комбинированным наддувом по схеме 4 и импульсном подводе газа двигатель при пуске и малом ходе работает с бездымным выпуском и обладает хорошей приемистостью. С переходом на наддув при $p_T = \text{const}$ на двигателях RND такие качества достигаются установкой электровоздуховки, используемой при пуске и малом ходе, впускных и выпускных клапанов ППН, повышающих их коэффициент подачи на этих режимах.

Особенность двигателя Зульцер RD76 и системы наддува — наличие вращающихся заслонок на выпуске. Заслонки приводятся цепью от распределительного механизма и вращаются вдвое медленнее, чем вал двигателя, обеспечивая моменты открытия и закрытия выпускного канала и изменение его сечения в соответствии с данными, приведенными на рис. 52.

Корпус заслонки и подшипники имеют водяное охлаждение. При реверсировании двигателя заслонки разворачиваются с помощью специального сервомотора. Рычажное соединение вала сервомотора с заслонками и заслонок между собой допускает нормальную работу механизма при тепловом расширении элементов и нарушении соосности. Полная длина заслонки набрана из трех пластин, способных деформироваться при попадании в корпус обломков поршневых колец.

При коротком тронке поршня заслонки необходимы для предотвращения перетекания воздуха из ресивера в выпускной трубопровод и заброса газов в подпоршневые пространства на фазе открытия выпускных окон нижней кромкой поршня (в районе ВМТ). При импульсном подводе газов к турбине управляемый выпуск имеет второстепенное значение для улучшения наполнения цилиндров. Можно также сказать, что в отношении использования располагаемой энергии газов установка заслонок также не может быть оправдана, так как вызывает дополнительные потери энергии от дросселирования газа и теплообмена со стенками охлаждаемого корпуса (см. § 15). Влияние угла установки заслонки на условия наполнения и потери энергии рассматривается в работе [37].

Имеется еще одна особенность, связанная с использованием заслонок, применением байпасируемых ППН и расположением продувочных окон. На угле 30° п. к. в. от начала открытия заслонкой выпуск-

ного канала и до повышения давления на выпуске на поршень в направлении выпуска действует нормальная сила $N \approx 1000\text{Н}$, создаваемая давлением воздуха в подпоршневом пространстве на дифференциальную площадь продувочных окон. Сила N вызывает удар поршня о втулку. Такие удары прослушиваются на работающем двигателе и способствуют повышенному износу бронзовых поясков тронка поршня со стороны выпуска.

Учитывая усложнение конструкции, эксплуатации и ремонта, вызванное установкой выпускных заслонок, фирма Зульцер отказалась от их использования на двигателях RND, где роль заслонки вы-

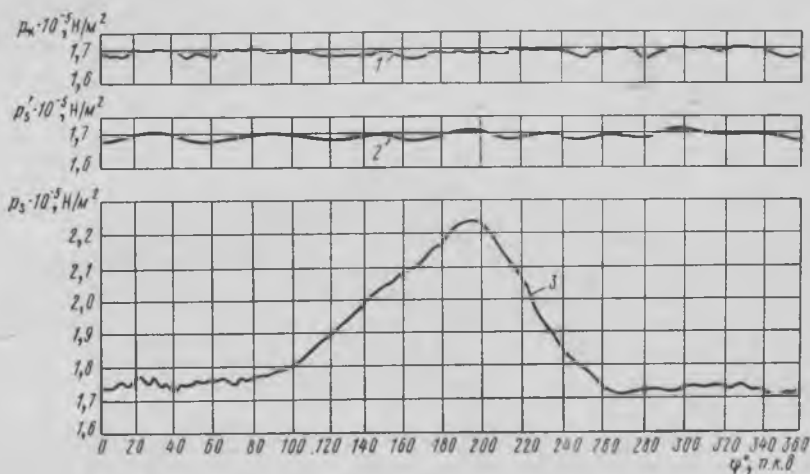


Рис. 51. Изменение давления во впускном тракте двигателя
1 — за компрессором; 2 — в ресивере; 3 — перед окнами

полняет удлиненный тронк поршня, перекрывающий впускные и выпускные окна на всем ходе поршня [68].

Рассмотрим изменение давления во впускном тракте двигателя (рис. 51). Несмотря на сравнительно малый объем ресивера ($\frac{V_{\text{рес}}}{V_s} = \frac{11}{0,703} = 15,7$), колебания давления p_k , p_s не превышают $0,02 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. Использование байпасируемых ППН обеспечивает большое перекрытие фаз впуска и высокую равномерность расхода воздуха из общего ресивера. В подпоршневых пространствах, наоборот, наблюдаются значительные изменения давления. При нисходящем ходе поршня давление перед продувочными окнами повышается в 1,35 раза к моменту открытия продувочных окон. При этом полностью устраняется заброс газов, интенсифицируются процессы принудительного выпуска и продувки, происходит равномерное распределение энергии газа за фазы импульса (§ 15).

Можно также отметить незначительное сопротивление воздухоохладителей и перепускных клапанов ($\sim 0,015 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$). Для уменьшения сопротивлений и неоднородности поля скоростей на входе в воздухоохладитель в колене нагнетательного патрубка компрессора устанавливаются профилированные направляющие лопатки, снижающие коэффициент потерь в колене примерно в три раза [38].

Обращает на себя внимание рациональная компоновка воздухоохладителей, способствующая задерживанию влаги в ресивере в случае конденсации водяных паров на трубках воздухоохладителя.

На рис. 52 представлены кривые, характеризующие изменение состояния газа в сечении за заслонкой при выпуске из цилиндра № 6 с учетом возмущений, вызываемых подходящими импульсами давления от других цилиндров. На режиме полного хода ($n = 116 \text{ об/мин}$, $p_i = 8,4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$) температура газа повышается от 425—510 К в начале импульса до 800—900 К; давление от $(1,22 \div 1,32) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ до $(2,25 \div 2,4) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

По сравнению с длинным патрубком сечение замера в коротком патрубке цилиндра № 5 расположено значительно ближе к турбине. Подходящие от цилиндров № 4, 6 импульсы газа вызывают в нем более интенсивное перемешивание продуктов сгорания и воздуха, что отражается на кривых $\alpha_r = f(\varphi)$, $T_r = f(\varphi)$. Средняя планиметрическая температура газа за выпускной заслонкой цилиндра № 5 возрастает до 580 К, тогда как за цилиндрами № 4, 6 она не превышает 500 К. Коэффициент α_r при подходе импульсов от цилиндров № 4, 6 понижается до 3,8—4 и по характеру изменения близок к кривой $\alpha_r = f(\varphi)$ перед турбиной.

Характер кривых давления и температуры за выпускными органами отражает влияние перемешивания воздуха и продуктов сгорания в цилиндре при продувке переменным давлением p_s , создаваемым работой ППН, и влияние перекрытия патрубка заслонкой в конце фазы газообмена. Следствием является плавное снижение кривой $T_r = f(\varphi)$ после точки $T_{r \max}$, сохранение постоянного значения величины α_r в период между импульсами на уровне 12. За фазу открытия продувочных окон давление в патрубке p_r изменяется в соответствии с давлением p_s . Однако к моменту закрытия заслонки (точка 3') оно резко падает до $1,2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ в связи с истечением газа через турбину. Последующее повышение давления до $p_{r \max}$ создается выпуском газа из следующего по порядку работы цилиндра.

Кривые давления, температуры и α_r перед турбиной (рис. 52, б) и за выпускной заслонкой несколько различаются. Вследствие волновых явлений и расширения газа при изменении сечения полнота импульсов меньше. Трение и вихреобразование вызывают снижение максимального давления на $0,1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, а коэффициент потери давления в среднем составляет 0,98. Перемешивание продуктов сгорания и воздуха, распространение волн давления и газа с различными скоростями (около 520 м/с и 120 м/с соответственно), а также влияние теплообмена приводят к изменению формы температурных импульсов. Запаздывание подхода газа к турбине по сравнению с волной давления способствует резкому снижению кривой $T_r = f(\varphi)$ на участке спада давления от

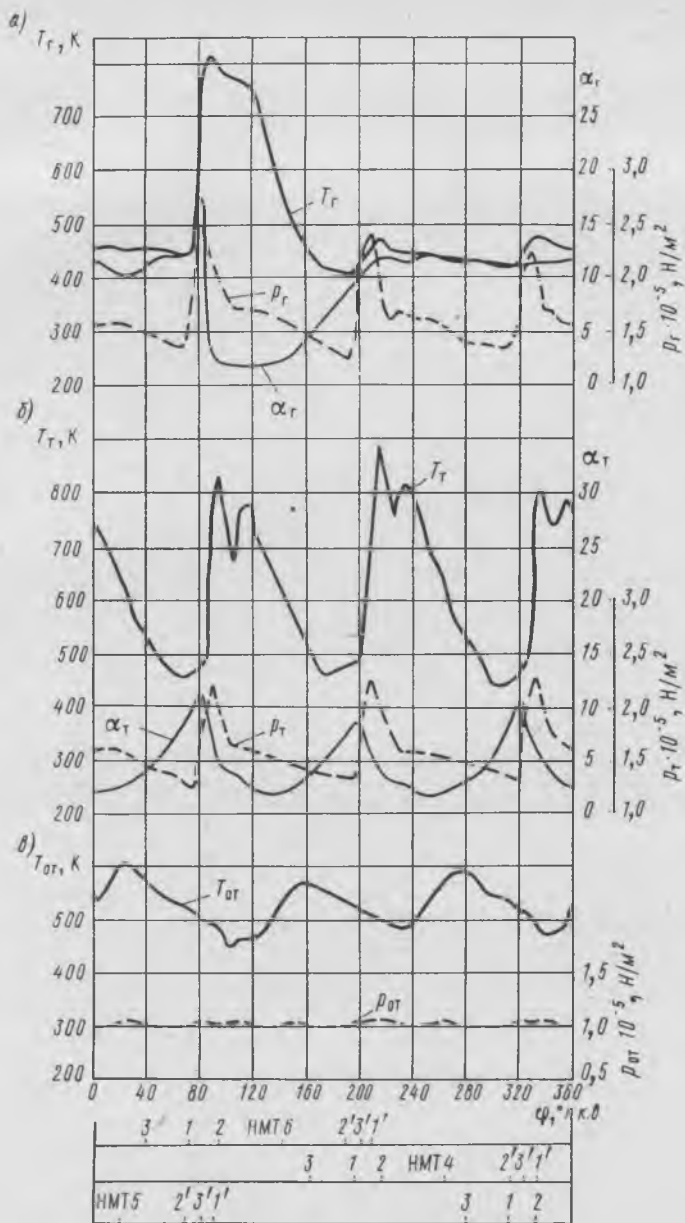


Рис. 52. Изменение давления, температуры и состава газа за выпускной заслонкой (а), перед турбиной (б) и за турбиной (в) двигателя Зульцер

$p_i = 8,4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$; $n = 116 \text{ об/мин}$; 1—1' — фаза выпуска; 2—2' — фаза продувки; 3—3' — фаза работы заслонки

$p_{T \max}$ до $p_{T \min}$. Последующее возрастание температуры T_T вызывается поступлением в рассматриваемое сечение продуктов сгорания от цилиндра.

Характерно, что при подводе газа по длинному патрубку такое скачкообразное изменение температуры выражено сильнее, чем при подводе по короткому.

Наглядной иллюстрацией являются кривые температуры газа, записанные одновременно за выпускной заслонкой цилиндра № 6 и перед турбиной (рис. 53). Однако действительное снижение температуры, составляющее 150—200 К, в 2—2,2 раза больше теоретического, определяемого из условия адиабатного расширения газа от $p_{T \max}$ до $p_{T \min}$. Перемешивание в тупиковых объемах у цилиндров при подходе волны давления от других цилиндров и последующее перетекание смеси в турбину также способствуют развитию спада температуры на кривой $T_T = f(\varphi)$.

В итоге суммарного влияния отмеченных факторов в сечении перед турбиной периодическое изменение температуры газа составляет от 430—470 К до $T_{T \max} = 800 \div 900$ К со средней скоростью 14—18 К на 1° п. к. в., давление от $(1,25 \div 1,35) \cdot 10^5$ Н/м² до $p_{T \max} = (2,2 \div 2,3) \times 10^5$ Н/м² со средней скоростью $(0,055 \div 0,06) \times 10^5$ Н/м² на 1° п. к. в.

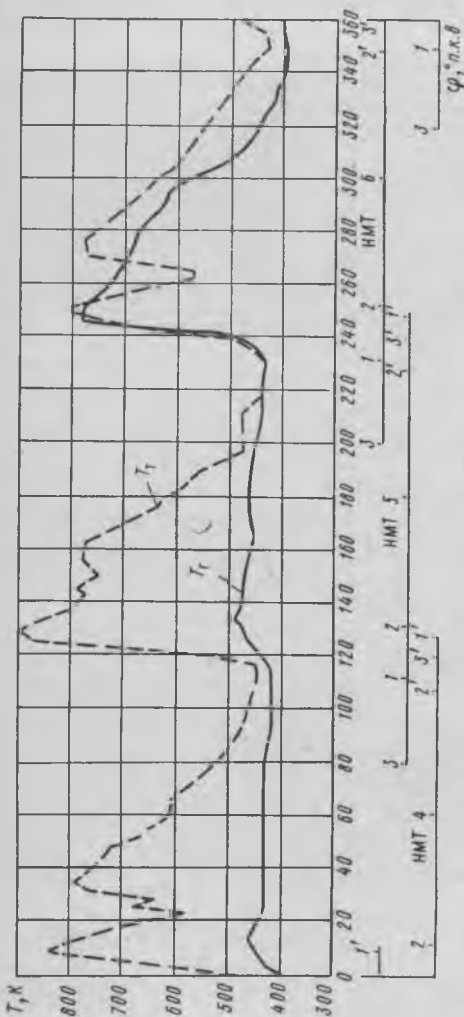


Рис. 53. Сравнение одновременных импульсов температур за выпускной заслонкой цилиндра № 6 и перед турбиной двигателя 6RD76 Зумльер ($n = 118$ об/мин)

Кривая $\alpha_T = f(\varphi)$ возрастает с 1,8—2 до 8,5—11 и хорошо согласуется с кривой температуры газа (рис. 52, б). Среднее планиметрическое значение температуры газа на рассматриваемом режиме составляет 630 К, что на 32 К ниже температуры, замеряемой инерционной термопарой.

После расширения в турбине давление газа падает до среднего значения $p_{от. ср} = 1,04 \cdot 10^5$ Н/м² и колеблется в пределах от $p_{от. max} =$

$= 1,04 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ до $p_{\text{от max}} = 1,08 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ без закономерной связи с изменением давления перед турбиной (рис. 52, в). Температура газа понижается до $T_{\text{от min}} = 460 \text{ К}$ и со сдвигом по фазе в 26° п. к. в. сохраняет общий характер изменения кривой температуры перед турбиной. По времени прохождения газа от соплового аппарата турбины до сечения за турбиной средняя скорость потока в выпускном патрубке оценивается в $60\text{—}65 \text{ м/с}$. Средняя планиметрическая температура газа за турбиной равна 535 К , что на 18 К ниже температуры, фиксируемой инерционным прибором в том же сечении.

§ 13

Исследование процессов в системе наддува двигателя Гётаверкен DM 760/1500 VGS7U (7ДКРН 76/150)

На примере последовательного комбинированного наддува с постоянным давлением газа перед турбиной, применяемого на двигателях Гётаверкен с прямоточно-клапанной продувкой и умеренным наддувом [$p_s = (1,6\text{—}1,7) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, $p_e = 7,4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$], можно видеть разнообразие путей обоснования способов наддува. В работе [56] отмечается, что расход топлива не является доминирующим фактором при выборе системы наддува. Важнее обеспечить максимальную эксплуатационную надежность, высокий к. п. д. турбокомпрессора и перспективность принятой схемы наддува. Комбинированный наддув с постоянным давлением газа перед турбиной удовлетворяет этому положению. Двигатель Гётаверкен характеризуется повышенным удельным расходом топлива. Вместе с тем высокие значения $p_e = (10\text{—}11) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ достигнуты на двигателях типа VGA с сохранением схемы наддува.

На основании исследований двигателя Гётаверкен DM760/1500VGS7U рассмотрим некоторые особенности процессов, протекающих в системе комбинированного последовательного наддува при $p_T = \text{const}$.

Общая компоновка системы наддува с указанием точек замера давлений, температур и отбора проб газа приведена на рис. 54. Весь расход воздуха на семицилиндровый двигатель обеспечивается одним турбокомпрессором ВВС типа VTR 750. При $n_{T \text{ max}} = 8000 \text{ об/мин}$ рабочая частота вращения турбокомпрессора не превышает 5200 об/мин и при $T_{T \text{ max}} = 873 \text{ К}$ рабочая температура газа при полной нагрузке составляет 673 К . Воздух от турбокомпрессора проходит через воздухоохладитель и с температурой $303\text{—}313 \text{ К}$ поступает в ресивер первой ступени диаметром $0,7 \text{ м}$ и длиной $10,2 \text{ м}$.

Можно отметить развитую поверхность теплообмена воздухоохладителя и малое его сопротивление ($\Delta p_{\text{во}} = 250 \text{ Н/м}^2$).

Вторая ступень давления состоит из поршневых насосов (два насоса двойного действия на один рабочий цилиндр с приводом от поперечины крейцкопфа, диаметр цилиндра насоса $0,43 \text{ м}$). Впускные патрубки насосов снабжены пластинчатыми невозвратными клапанами.

При падении давления в ресивере первой ступени ниже атмосферного (на режимах $n \ll 0,5 n_{\text{ном}}$) клапаны открываются и воздух по-

ступает на всасывание поршневых насосов помимо турбокомпрессора.

Степень сжатия в поршневых насосах при полной нагрузке $\epsilon_{\text{пн}} = \frac{P_{\text{пн}}}{P_{\text{опн}}} = \frac{1,66}{1,5} = 1,1$ и увеличивается до 1,15 при отключении турбокомпрессора ($n = 0,52 n_{\text{ном}}$). Воздух после поршневых насосов не охлаждается и с температурой 330—340 К поступает в ресивер второй степени, образуемый подпоршневыми пространствами цилиндров.

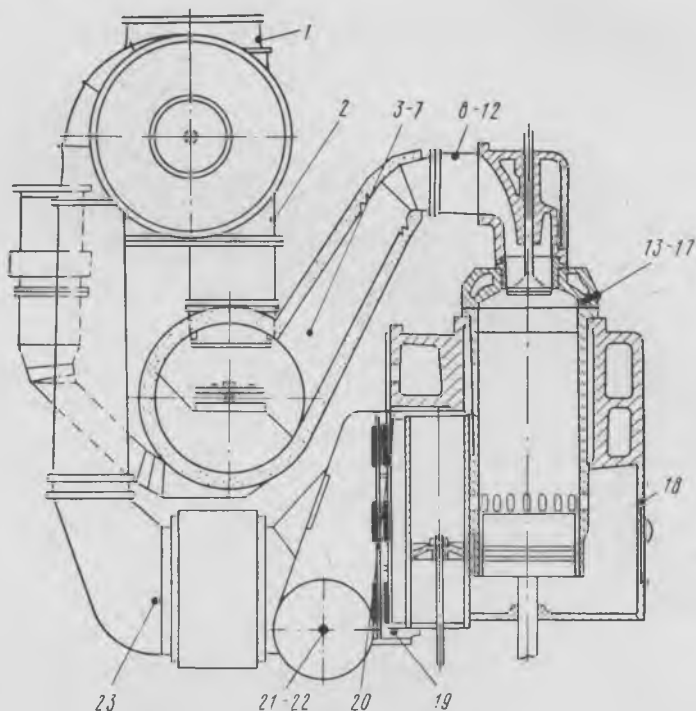


Рис. 54. Компонка системы наддува двигателя Гетаверкен DM 760/1500 VGS7U

Места установки датчиков: 1—23 — давления; 1—12 — температуры; 1—9 — отбора газа

Выпускные газы через патрубки с переменным сечением (сопло и диффузор) направляются в общий коллектор большого объема ($D_{\text{кол}} = 1,125 \text{ м}$, $l_{\text{кол}} = 11,3 \text{ м}$, $V_{\text{г}} = 20,5 V_{\text{с}}$). По данным фирмы [56], установка диффузора на выпуске обеспечивает снижение противодавления на выпуске на 6—7%.

В связи с неэффективностью работы турбокомпрессора на малых ходах во избежание проникновения газов в лабиринтные уплотнения ротора и систему смазки на режимах $n < 0,5 n_{\text{ном}}$ предусматривается обвод газа помимо турбины. С этой целью в выпускном коллекторе установлен чугунный байпасный клапан,* управляемый вручную.

* На двигателе типа VGA байпасирование турбины отсутствует.

Анализ изменения давления воздуха в характерных точках впускного тракта (рис. 55) свидетельствует об отсутствии колебаний за компрессором и в ресивере первой ступени. В полостях поршневого насоса повышение давления зависит от режима работы.

n , об/мин	112	103	90	58
$\Delta p_{пн} \cdot 10^{-5}$, Н/м ² . . .	0,13	0,14	0,13	0,07

В ресивере перед окнами наибольшие колебания давления наблюдаются в подпоршневых пространствах цилиндров № 1 и 7. В период продувки этих цилиндров разность давлений $\Delta p_s = p_{s \max} - p_{s \min}$ достигает $0,1 \cdot 10^5$ Н/м². Сравнение кривых давления перед окнами и за выпускным клапаном показывает, что изменения давления p_s в основном вызываются колебанием давления газа в коллекторе за выпускными органами цилиндров № 1 и 7.

В туиковых объемах выпускного коллектора у концевых цилиндров № 1 и 7 отмечаются повышенные давления газа вследствие подхода прямых и отраженных волн давления от следующих по порядку работы цилиндров (рис. 56). Особенно в неблагоприятных условиях находится цилиндр № 1. При порядке работы 1—7—2—5—4—3—6 на передний ход волна давления от цилиндра № 7 повышенной амплитуды подходит к цилиндру № 1 в период полного открытия его продувочных окон. Подобные явления наблюдаются и на других двигателях, где отвод газа из коллектора производится из средней его части. В работе [6] показано, что перенос выпускной трубы со средней части коллектора на кормовой торец полностью исключает взаимное влияние выпускных импульсов концевых цилиндров и улучшает распределение давления по его длине.

Сопоставление кривых давления газа за выпускным клапаном цилиндра № 1 ($p_{г_1}$), на выходе из патрубка ($p'_{г_1}$) и в коллекторе у носового торца $p_{г_н}$ (рис. 56) показывает, что уменьшение амплитуды колебаний давления в выходном сечении патрубка — явление характерное. Оно вызвано влиянием диффузорной части патрубка, преобразующей кинетическую энергию импульса газа в энергию давления.

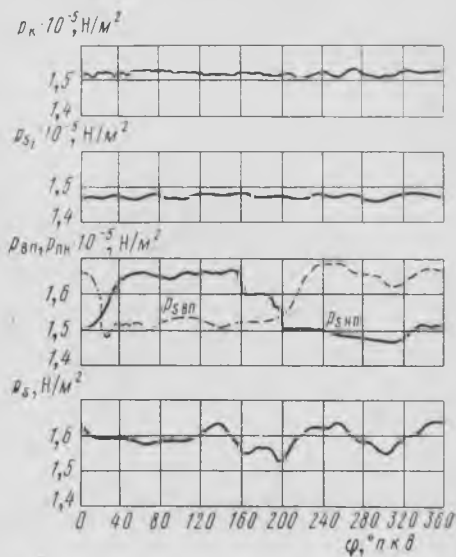


Рис. 55. Изменение давления в характерных сечениях впускного тракта p_k — за компрессором; p_{s1} — в ресивере первой ступени; $p_{вп}$; $p_{пн}$ — в цилиндре поршневого насоса; p_s — в ресивере перед окнами ($n = 111,7$ об/мин)

Более подробную картину изменения состояния газа за выпускными органами цилиндров № 1 и 4 дает рис. 57, где изображены совмещенные кривые давления p_r , температуры T_r и коэффициента α_r . За один оборот вала в сечении за клапаном фиксируются колебания

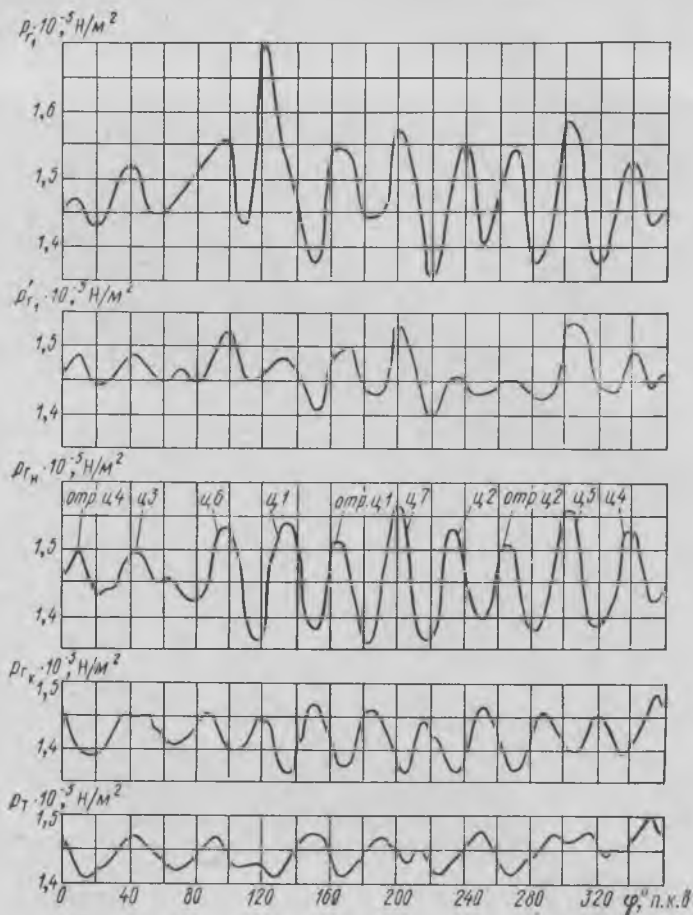


Рис. 56. Изменение давления в характерных сечениях выпускного тракта

p_{r1} — за цилиндром № 1; p'_{r1} — в выходном сечении патрубка цилиндра № 1; $p_{rн}$; $p_{rк}$ — соответственно у носового и кормового торцов коллектора; p_r — во выпускном патрубке перед турбиной ($n = 112$ об/мин)

давления, температуры и состава газа, вызываемые выпуском газа из данного цилиндра и подходящими импульсами давления от других цилиндров. При выпуске газа из цилиндра давление за клапаном повышается от среднего $p_{r, \text{ср}} = 1,48 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ до $p_{r, \text{max}} = 1,73 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. Последующие повышения давления не превышают $0,18 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ за

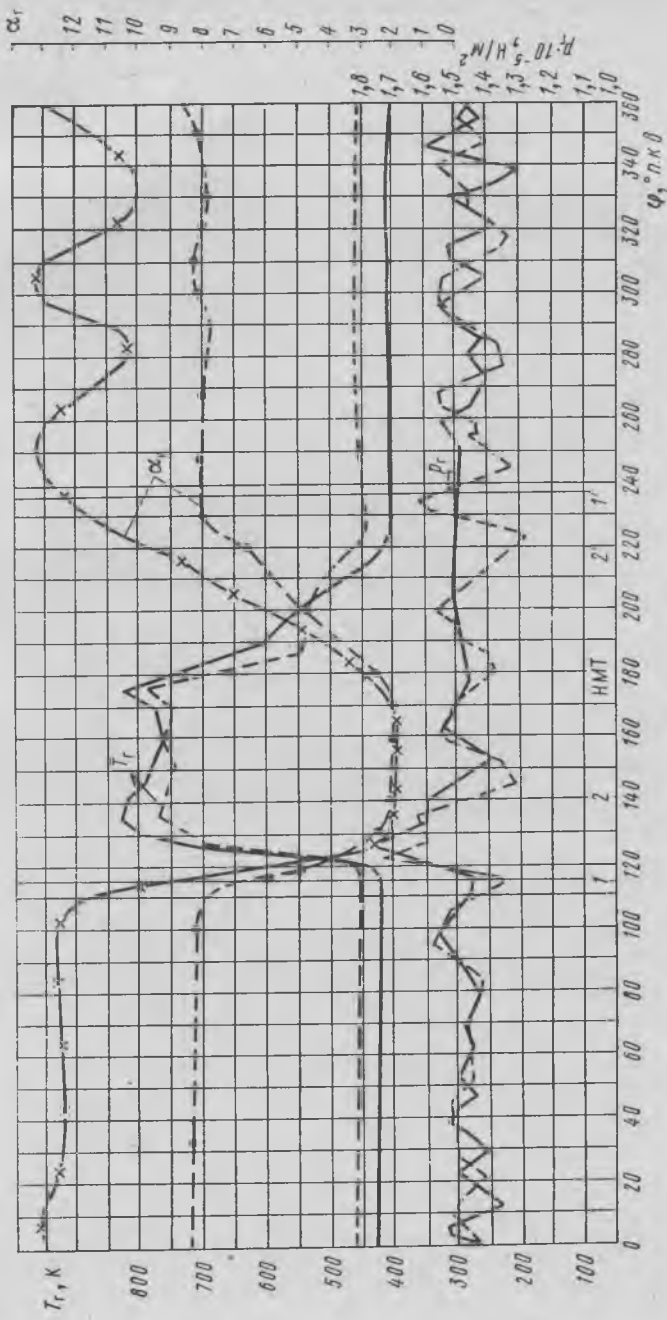


Рис. 57. Изменение давления p_r , температуры T_r и коэффициента α_r за выпускными клапанами цилиндрами № 1 (---) и 4 (—)

цилиндром № 1 и $0,08 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ за цилиндром № 4. Значительно большие изменения происходят с температурой и составом газа. Температурный импульс четко отражает начало и конец поступления в патрубок из цилиндра продуктов сгорания и воздуха, что указывает на

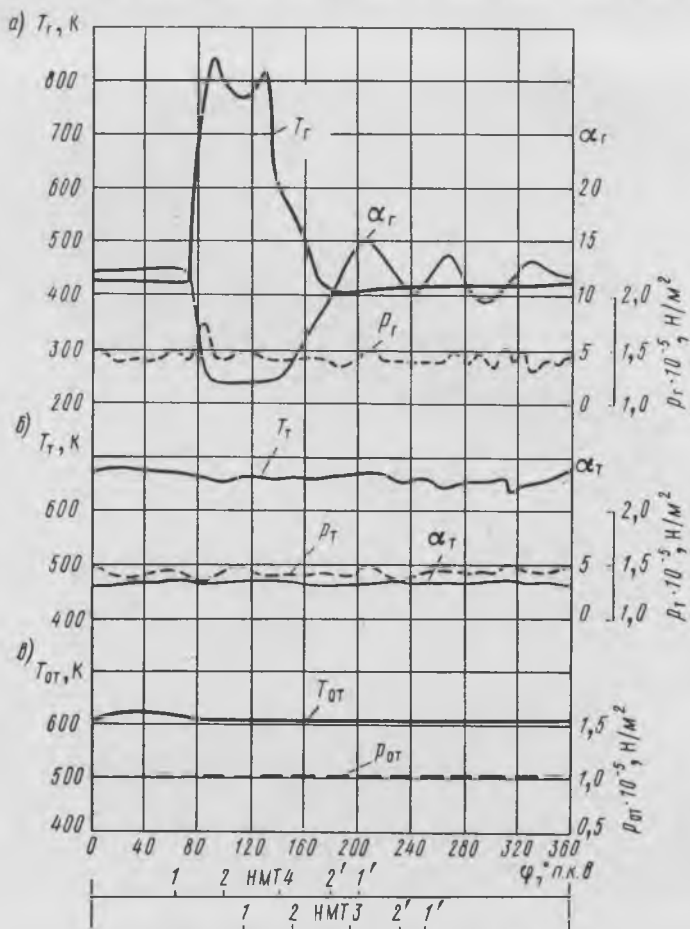


Рис. 58. Изменение давления, температуры и состава газа за выпускными органами (а), перед турбиной (б) и за турбиной (в) двигателя Гетаверкен

$p_i = 8,1 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$; $n = 111 \text{ об/мин}$; 1—1' — фаза выпуска, 2—2' — фаза продувки

последнее вытеснение газа из цилиндра. Об этом свидетельствует также и характер кривых $\alpha_r = f(\varphi)$. Общая продолжительность температурного импульса составляет $100\text{—}105^\circ$ п. к. в. В результате неравномерной нагрузки цилиндров и влияния подхода газа от других цилиндров максимальная температура газа за цилиндром № 4 составляет 835 К, а за цилиндром № 1 $T_{r \text{ max}} = 790 \text{ К}$.

Следует отметить характерный излом на нисходящем участке кривой $T_r = f(\varphi)$ в районе НМТ поршня, что обусловлено подпором подходящей волны давления от следующего по порядку работы цилиндра. В соответствии с колебаниями давления p_r изменение температуры T_r более характерно для цилиндра № 1, чем для цилиндра № 4. Плавное снижение температуры после НМТ за цилиндром № 1 указывает на замедленную продувку цилиндра. Вследствие меньшего расхода воздуха через цилиндр № 1 температура газа после закрытия клапана в патрубке этого цилиндра на 25—30 К выше, чем в патрубках других цилиндров. Также выше и средняя температура газа, достигающая 515 К в патрубке цилиндра № 1 по сравнению 495 К в патрубке цилиндра № 4. Данное положение иллюстрируется кривыми α_r . Значение α_r в период между выпусками за цилиндром № 1 не превышает восьми, тогда как за цилиндром № 4 $\alpha_r = 12 \div 13$.

В сечении перед турбиной (рис. 58), в отличие от сечений за выпускными органами, происходит практически полное выравнивание давления, температуры и состава газа. Изменение давления не превышает $0,1 \cdot 10^5$ Н/м², температуры 40 К. Таким образом, турбина действительно работает на газах постоянного потока. Такая оговорка уместна, так как наличие общего выхлопного коллектора еще не является достаточным условием полного выравнивания давления газа перед турбиной. В случае разделения выхлопного коллектора пополам, как это, например, выполнено на двигателях МАН К6Z 57/80С, перед турбиной наблюдаются значительные колебания давления газа. На двигателе Гёттаверкен на режиме полного хода средние значения температуры, давления и α_r соответственно равны: $T_{r, \text{cp}} = 673$ К, $p_{r, \text{cp}} = 1,44$ Н/м², $\alpha_{r, \text{cp}} = 3,2$.

Представляет интерес распределение температур по сечению впускного патрубка турбины, диаметр которого равен 600 мм. Максимальная температура 682 К будет в центре сечения, на 1/4 радиуса $T_r = 674$ К и у стенки патрубка $T_r = 668$ К.

В выпускном патрубке турбины на режиме полного хода температура газа составляет 613 К, а давление равно $1,05 \cdot 10^5$ Н/м².

§ 14

Исследование процессов в системе наддува двигателя МАН K9Z70/120A5(9ДКРН 70/120)

Двигатели МАН K9Z 70/120 A5 имеют импульсно-параллельную схему комбинированного наддува (см. схему 5, рис. 40).

На режиме полного хода основная масса воздуха (~80% от общего расхода) поступает в ресивер от турбокомпрессора типа BBC VTR500 или ЕКМN6 (табл. 5). Турбокомпрессоры ЕКМN6 имеют меньшую производительность и меньшую пропускную способность турбины, что способствует забросу газов.

При порядке вспышек 1—6—7—2—5—8—3—4—9 на каждую турбину газы поступают от трех цилиндров с чередованием импульсов

Параметры турбокомпрессоров двигателя МАН K9Z70/120 A5

Характеристика	VTR500	N 6
Спецификация	74 R 681SII 270 WE	89032/10
Разрежение на всасывании, Н/м ²	500	500
Температура всасываемого воздуха, К	293	288
Давление нагнетания при нормальной нагрузке, Н/м ² ·10 ⁻⁵	1,55	1,6
Объем всасываемого воздуха при нормальной нагрузке, м ³ /с	4,2	3,75
Максимально допустимое противодавление за турбиной, Н/м ² ·10 ⁻⁵	1,05	1,05
Наивысшая частота вращения, об/мин	13 500	12 600
Рабочая частота вращения, об/мин	—	11 500
Наивысшая температура перед турбиной, К:		
длительная	873	753
временная	923	773
Срок работы подшипников, ч	8000	8000
Масса, кг	1120	950

через 120° п. к. в. Параллельно с турбокомпрессорами воздух в общий ресивер подается ППН цилиндров № 1, 2, 3. Подпоршневые насосы оборудованы впускными и выпускными клапанами и на режиме полного хода обеспечивают около 20% общего расхода воздуха на двигатель. После турбокомпрессоров и ППН предусмотрено охлаждение воздуха в воздухоохладителях. Однако работа последнего малоэффективна. Вследствие быстрого загрязнения поверхностей теплообмена масляными остатками, поступающими с воздухом от ППН, степень охлаждения воздуха в нем мала (около 0,4), а гидравлическое сопротивление превышает $0,1 \cdot 10^5$ Н/м². На преодоление этого сопротивления затрачивается 35% мощности, отбираемой от вала на сжатие воздуха в ППН, а их коэффициент подачи из-за повышенного давления нагнетания снижается на 2—3%.

С уменьшением нагрузки двигателя производительность турбокомпрессоров падает, что при использовании только $\frac{1}{3}$ ППН от числа цилиндров приводит к снижению избытка продувочного воздуха и ухудшению газообмена. Поэтому при частоте вращения ниже $0,7 n_{\text{ном}}$ предусматривается подключение дополнительной воздуходувки с электроприводом мощностью 37 кВт. Воздуходувка также используется при пусках и переменных ходах. Работа двигателя на этих режимах возможна и без воздуходувки, но сопровождается сильным дымлением вследствие неудовлетворительного протекания газообмена и неполного сгорания топлива.

Можно также отметить, что импульсный наддув оказался нехарактерным для двигателей МАН типа KZC. Уже при давлении наддува $p_s = (1,45 - 1,5) \cdot 10^5$ Н/м²; $p_e = 6,8 \cdot 10^5$ Н/м², выбранных моментах газораспределения и относительном объеме выпускного трубопровода

$V_r = 1,06 V_s$, импульсный наддув в располагаемой энергии газов не дает преимуществ по сравнению с наддувом при $p_r = \text{const}$. Кроме того, эксплуатация двигателей МАН с импульсным наддувом усложняется из-за заброса газов. На двигателях типа KZD, KZE с повышенным давлением наддува и $p_e = (8,5 - 10,5) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ применяется только наддув при постоянном давлении по схемам 6, 7, 8 (см. рис. 40).

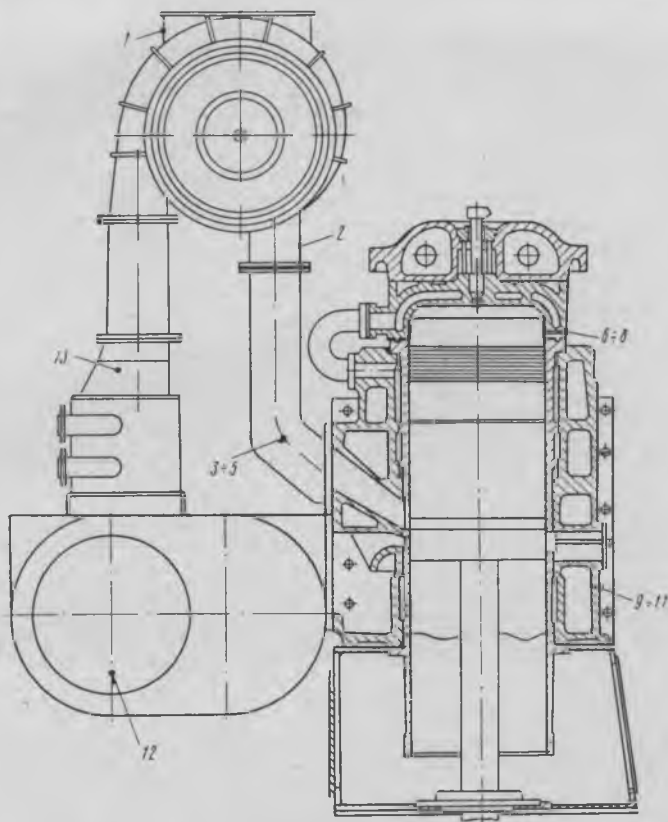


Рис. 59. Компоновка системы наддува двигателя МАН K9Z 70/120 A5

Места установки датчиков: 1—13 — давления; 1—5 — температуры и отбора газа

Разнообразие используемых схем, с одной стороны, свидетельствует о трудностях выбора рационального способа наддува, а с другой — дает возможность использовать имеющийся опыт для улучшения воздухообеспечения.

Создание новых дизелей типа KZE с p_e до $10,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ и давлении наддува до $2 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ обуславливается также эффективностью последовательно-параллельного наддува с переключением ППН и наддува с подачей воздуха от ППН к воздушным эжекторам, устанавливаемым на нагнетательных патрубках турбокомпрессоров.

В связи с неустойчивой работой турбокомпрессоров на режимах малого хода в схемах наддува 5, 6, 8 предусматриваются дополнительные устройства для дистанционного или автоматизированного управления переключающими устройствами, заслонками, противоположными клапанами. Опыт эксплуатации показывает, что при этом не возникает затруднений с управлением и обслуживанием двигателя.

Рассмотрим газодинамические явления в системе наддува двигателя МАН К9З 70/120 А5. Общая компоновка системы и места установки датчиков для измерения давления, температуры и отбора проб газа показаны на рис. 59. Перед турбиной на осциллограмму записывались мгновенные значения полного и статического давления газов, а также определялись средние их величины U-образным манометром.

Анализ изменения давления во впускном тракте двигателя показал (рис. 60), что колебания давления p_k за компрессором по амплитуде не превышают $0,02 \cdot 10^5$ Н/м² и полностью совпадают с изменением давления в ресивере $p_{сн}$ у носового торца. В данном случае колебания давления вызываются не только периодическим расходом воздуха на продувку цилиндров, но и забросом газа в ресивер в период свободного выпуска. Последнее является причиной резкого изменения давления p_s в продувочном поясе цилиндров.

Наиболее характерные колебания давления наблюдаются в нагнетательном ресивере ППН.

Из-за его ограниченного объема и большого сопротивления воздухоохладителя ППН давление $p_{пн}$ изменяется от $1,45 \cdot 10^5$ до $1,63 \cdot 10^5$ Н/м² по порядку работы цилиндров № 1, 2, 3 (через 120° п. к. в.). Однако эти изменения не передаются воздуху в общем ресивере двигателя и не могут служить причиной частого помпажа компрессоров на двигателях МАН К9З 70/120 А5. Исключение составляют первые их модификации с использованием для параллельной работы ППН цилиндров № 1, 2, 8, где, несмотря на установку дополнительного распределителя воздуха, подаваемого ППН цилиндра № 8, колебания давления в ресивере больше и устойчивость работы компрессоров хуже, чем в случае использования ППН цилиндров № 1, 2, 3 даже при работе с демонтированным воздухоохладителем ППН. Попадание компрессора в помпаж при частичных нагрузках

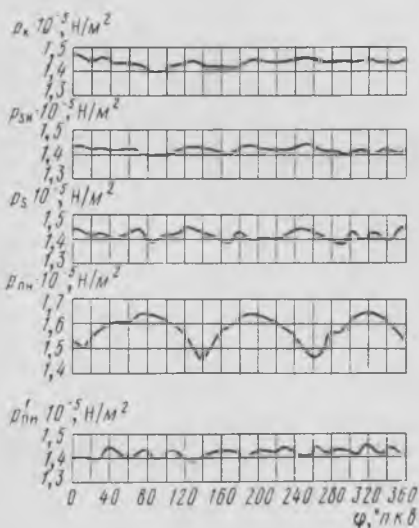


Рис. 60. Изменение давления за компрессором p_k , в ресивере $p_{сн}$ у носового торца, в продувочном поясе p_s , в ресивере подпоршневых насосов $p_{пн}$, за воздухоохладителем ППН $p_{пн}^1$ ($n = 117,6$ об/мин)

в схемах параллельного наддува закономерно и устраняется корректированием характеристики системы. В данном случае имеются в виду явления помпажа компрессоров на режимах полного хода, развивающиеся по мере приближения к номинальным оборотам ($n_{ном} = 130$ об/мин). На ряде судов по этой причине возникала необходимость ограничения оборотов на режиме полного хода. Исследования показывают, что причиной помпажа является закоксовывание окон и заброс газов, усиливающийся с ростом частоты вращения и нагрузки двигателя. С уменьшением запаса на устойчивую работу турбокомпрессоров начинают действовать такие факторы, как неравномерная нагрузка и неодинаковость закоксовывания окон цилиндров, различие в температурах воздуха на входе компрессоров.

За выпускными органами цилиндров происходят процессы смены продуктов сгорания и воздуха, аналогичные рассмотренным для двигателя Зульцер 6RD76. Возникающие при этом изменения давления, температуры и состава газа, например за цилиндром № 8, показаны на рис. 61, а. В период свободного выпуска давление в патрубке за цилиндром повышается от $1,4 \cdot 10^5$ до $2,1 \cdot 10^5$ Н/м², температура — от 470 до 830 К, коэффициент α_r падает от 8,5 до 1,8. Последующее расширение газа и поступление в патрубок продувочного воздуха приводят к снижению p_r , T_r и повышению α_r . При закрытых газораспределительных органах повышение давления и температуры газа в патрубке цилиндра № 8 обусловлено выпуском газа из соседних цилиндров № 9 и 7 (табл. 6).

Таблица 6

Температура и давление за выпускными органами цилиндров № 7, 8, 9 и величины p_i на режиме полного хода

Цилиндр №	$p_i \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	$p_{rmax} \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	T_{rmax} , К	T_{rmin} , К	$T_{r.пл}$, К	$T_{r.ср}$, К
7	7,32	2,17	825	450	520	586
8	7,4	2,09	830	470	540	603
9	7,6	2,04	880	425	485	563

Различие в температурах и давлениях показывает, что при порядке работы цилиндра № 7, 8, 9 процессы газообмена протекают более благоприятно в цилиндре № 9. Лучшие условия для расширения газа в патрубке цилиндра № 7 приводят к тому, что давление за выпускными органами цилиндра № 9 возрастает до меньшей величины и падает быстрее, способствуя уменьшению заброса газов, увеличению расхода воздуха при продувке и понижению температуры T_{rmin} и средней планиметрической температуры $T_{r.пл}$ по сравнению с их значениями за цилиндром № 7.

Среднее положение короткого патрубка цилиндра № 8, как обычно, приводит к повышенной температуре газа T_{rmin} , $T_{r.пл}$ вследствие более интенсивного перемешивания в нем газа при выпуске из цилиндров № 7, 9.

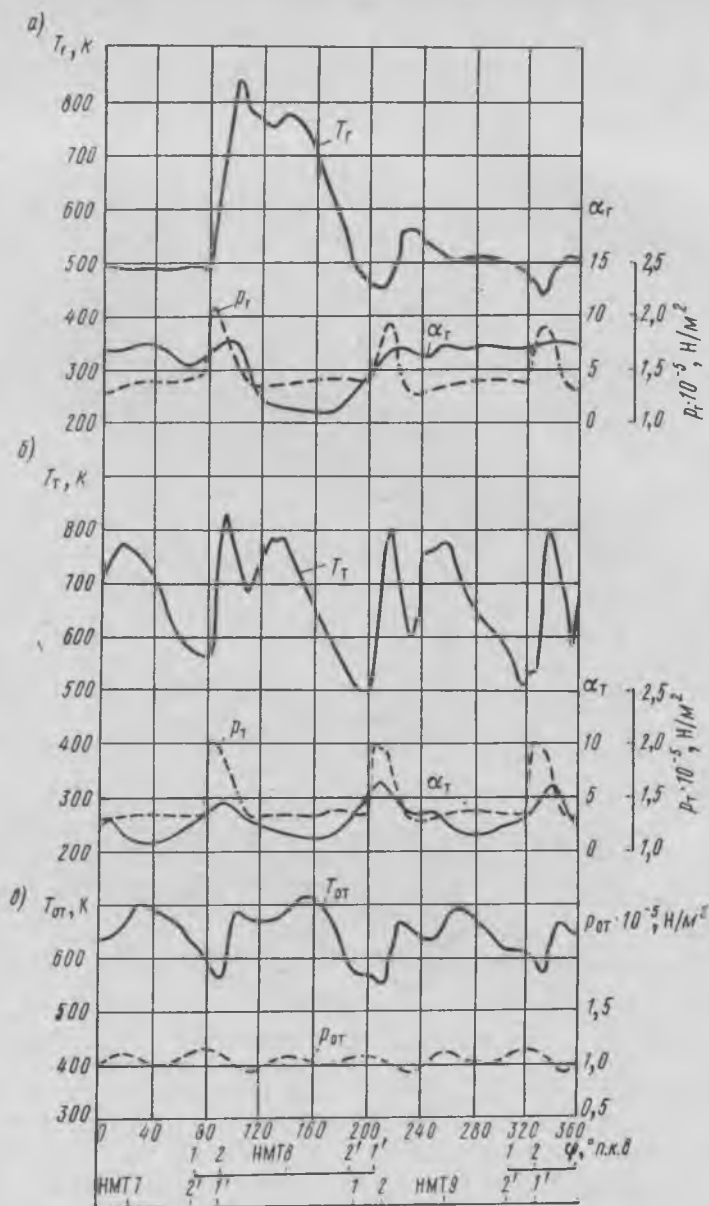


Рис. 61. Изменение давления, температуры и состава газа за выпускными органами (а), перед турбиной (б) и за турбиной (в) двигателя МАН

$p_i = 7,4 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, $n = 117,6 \text{ об/мин}$; 1—1' — фаза выпуска; 2—2' — фаза продувки

Перед турбиной (рис. 61, б) давление p_T колеблется от $1,35 \cdot 10^5$ до $2,21 \cdot 10^5$ Н/м², минимальная температура газа $T_{T \text{ min}}$ повышается до 500 К, а максимальная снижается до 800 — 820 К. Состав газа незначительно выравнивается и $\alpha_{T \text{ max}}$ не падает ниже 7. Характерно, что некоторое ухудшение продувки цилиндра № 7 отражается и на изменении температуры газа перед турбиной. По сравнению с импульсами от цилиндров № 8, 9, газ, подходящий к турбине от цилиндра № 7 в конце газообмена, имеет повышенную температуру (до 570 К) и большее содержание продуктов сгорания ($\alpha_T = 4,5$). Отмеченные на других двигателях скачкообразные изменения температуры газа перед турбиной особенно сильно проявляются на двигателе МАН K9Z 70/120 A5. При подводе газа по длинным патрубкам температура газа резко снижается от 805 до 600 К и затем вновь возрастает до 780 К.

Параметры потока газа перед турбиной дополняются кривыми скорости $W_T = f(\varphi)$ и расхода газа $G_T = f(\varphi)$, построенными на основании обработки осциллограмм полного и статического давления газа в средней части сечения подводящего патрубка (рис. 62).

Скорость потока газа определялась по формуле

$$W_T = \sqrt{2H_{T.k}},$$

где $H_{T.k}$ — удельная кинетическая энергия потока, Дж/кг. При $k = 1,34$ и $R = 288,4$ Дж/кг·К $H_{T.k} = 1128 T_1^* \Delta t_{T.k}$.

Оценивая коэффициент восстановления термоприемника $r = 0,76$, температуру торможения принимаем равной T_T^* , записываемой на осциллограмму при использовании измерительной нити диаметром 8 мкм. Функция отношения полного давления p_T^* к статическому p_T

$$\Delta t_{T.k} = \frac{1}{1 - \left(\frac{p_T^*}{p_T}\right)^{\frac{k-1}{k}}}$$

находится по таблицам [11] при $k = 1,34$.

Величина W_T характеризует местную скорость потока, что при сложной конфигурации входного патрубка турбины затрудняет определение расхода газа по всему сечению. Однако, учитывая турбулентный режим течения газа, отношение максимальной скорости газа к средней можно принять не зависящим от времени [38]. Тогда для количественной оценки величины G_T воспользуемся опытным значением расхода $G_{T \text{ ср}}$, определяемым по суммарному избытку воздуха и расходу топлива.

Расчет ведется в следующем порядке. По формулам $G_T^* = \gamma_T W_T$ и $g_T^* = G_T^*/G_{T \text{ max}}$ для различных углов поворота вала находятся значения абсолютного G_T^* и относительного g_T^* расхода газа через единицу сечения. Далее по средней величине относительного расхода $g_{T \text{ ср}}^*$

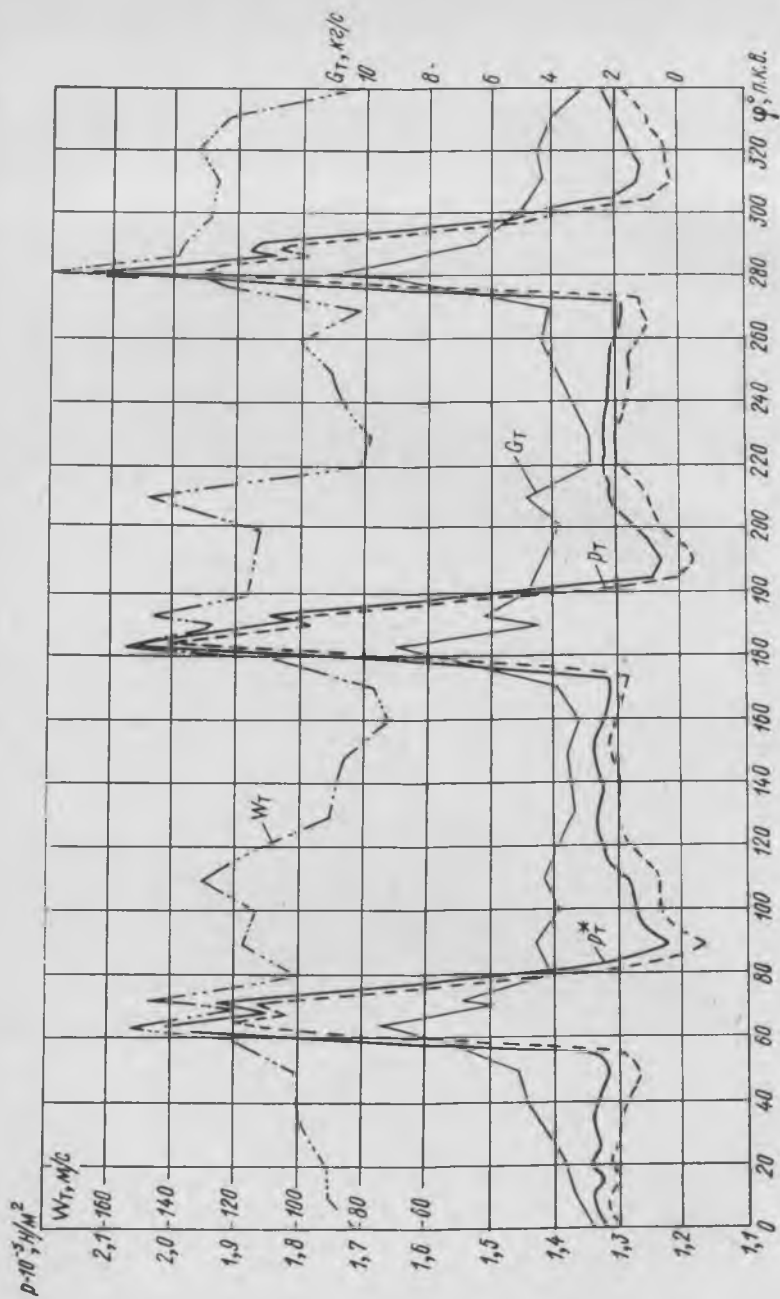


Рис. 62. Изменение полного p^* и статического p , давления, скорости газа W_T и секундного расхода G_T в сечении перед турбиной двигателя МАН К9Z 70/120 А5 на режиме полного хода

за оборот вала из выражения

$$G_T = g_T' \frac{G_{T, \text{cp}}}{g_{T, \text{cp}}}$$

определяется расход газа через сечение перед турбиной. Здесь $G_{T, \text{cp}} = 4,46$ кг/с — опытное значение среднего расхода газа через турбину.

Из рис. 62 видно, что за период одного импульса (120° п. к. в.) скорость газа в входном сечении турбины дважды достигает максимума (130 — 150 м/с) и к началу следующего импульса понижается до 70—80 м/с. Среднее планиметрическое значение скорости практически совпадает со средней скоростью газа $W_{T, \text{cp}}$, определяемой по среднему перепаду $\Delta p_{\text{cp}} = p_{T, \text{cp}}^* - p_{T, \text{cp}}$ на основании показаний U-образного манометра. Величины Δp_{cp} на режимах характеризуются следующими данными

n , об/мин	124	113	99
$\Delta p_{\text{cp}} \cdot 10^5$, Н/м ²	0,043	0,026	0,017
$W_{T, \text{cp}}$, м/с	108	84,5	68,2

Максимум расхода газа $G_{T, \text{max}} = 9 \div 11$ кг/с совпадает с максимумом кривой давления. В промежутках между пиками давления расход меняется незначительно и движение газа близко к установившемуся. Очевидно, полная удельная энергия потока $H_T^* = 1128 T_T^*$ изменяется так же, как и кривая $T_T^* = f(\varphi)$, а ее кинетическая составляющая $H_{T, \text{к}}$ при $W_{T, \text{max}} = 158$ м/с равна 2,3%. Влияние скорости потока на располагаемую энергию газов перед турбиной более значительно. На рассматриваемом режиме энергия $E_{T, \text{cp}}^*$, определенная по полному давлению p_T^* , на 10% превышает энергию газа перед турбиной, вычисленную по статическому давлению p_T .

При импульсном подводе газа в сечении за турбиной, как уже отмечалось, не происходит полного перемешивания продуктов сгорания и воздуха. На кривой температуры газа после турбины $T_{\text{от}} = f(\varphi)$ со сдвигом по фазе в ($10-12$) $^\circ$ п. к. в. по сравнению с кривой $T_T = f(\varphi)$ перед турбиной прослеживаются границы трех импульсов температуры (рис. 61, в). Амплитудное изменение температуры составляет около 65 К, максимум $T_{\text{от}}$ не превышает 670 К, а минимальная температура 550 К. Кривая давления газа $p_{\text{от}} = f(\varphi)$ не имеет определенной связи с кривой давления перед турбиной. Амплитуда колебания давления составляет $0,05 \cdot 10^5$ Н/м² при среднем противодавлении выпуску $1,04 \cdot 10^5$ Н/м².

ГЛАВА IV.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭНЕРГИИ ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ ПРИ НАДДУВЕ

При анализе опытных данных по давлению, температуре, составу газа в характерных сечениях выпускного тракта в общих чертах было отмечено влияние трения, вихреобразования,

перетекания, перемешивания газа, наложения колебаний на форму кривых давления, температуры и состава газа при его движении от цилиндра к турбине. Эти процессы, как известно, вызывают потери давления, скорости и не компенсируются увеличением температуры газа от выделяющейся в потоке теплоты трения. Некоторое уменьшение энергии газа происходит также вследствие теплообмена с внешней средой. Для теплоизолированных трубопроводов при скоростях течения 100—150 м/с время контакта газа со стенками незначительно и потери от теплообмена не превышают 4% от полной располагаемой энергии газа [35].

Более значительные изменения давления, температуры, состава газа наблюдаются при сравнении параметров в цилиндре и за выпускными органами. Потери кинетической энергии, вызываемые местными гидравлическими сопротивлениями при перетекании газа из цилиндра в трубопровод, за период свободного выпуска меняются от предельного случая полного дросселирования в начальный момент и резко уменьшаются по мере увеличения сечения выпускных органов [28]. Дополнительные потери при выпуске возникают также от смешения потоков [46]. В итоге при достижении турбины действительная располагаемая энергия выпускных газов Φ_{τ} оказывается существенно ниже теоретической $\Phi_{\text{ц}}$, определяемой по параметрам в цилиндре у выпускных органов. Величина потерь секундной энергии газа в выпускной системе оценивается коэффициентом

$$\eta_{\text{с}} = \frac{E_{\tau}}{E_{\text{ц}}}.$$

При переменных значениях E_{τ} , $E_{\text{ц}}$ в различные моменты газообмена величина $\eta_{\text{с}}$ является функцией времени. В течение одного цикла потери теоретической располагаемой энергии газа характеризуются средним значением коэффициента

$$\eta_{\text{с. ср}} = \frac{E_{\tau, \text{ср}}}{E_{\text{ц. ср}}} = \frac{\Phi_{\tau}}{\Phi_{\text{ц}}}.$$

Изысканию путей снижения потерь энергии в выпускной системе уделяется большое внимание. Значительные трудности разделения составляющих потерь энергии и сложность явлений, сопровождающих истечение выпускных газов в трубопровод и течение их до турбины, предопределили экспериментальный метод исследования. Результаты этих исследований рассматривались на конференциях Международного конгресса по двигателям внутреннего сгорания (СИМАС) в 1953, 1957 и 1962 гг.

В работах Хансена [60], Кильхенмана [62] приводятся данные по коэффициентам $\eta_{\text{с. ср}}$ для выпускных систем различных конструкций, размеров, величин относительного объема $V_{\tau}/V_{\text{с}}$. Анализируя эти данные, Харлок и Бенсон [48] отмечают трудности сопоставления коэффициентов $\eta_{\text{с. ср}}$ и указывают на необходимость развития работ в указанной области.

Теоретические исследования влияния длины выпускных трубопроводов различных конструкций и группировок на коэффициент $\eta_{\text{с. ср}}$

выполнены Гислером [48] с использованием метода характеристик, позволяющего учесть волновые явления в трубопроводах. Однако сложность и трудоемкость расчетов ограничивают их применение даже для целей исследования, а рассмотрение процессов в выпускных трубопроводах вне связи с процессами газообмена в цилиндрах снижает их практическое значение.

Исследования газообмена и наддува должны развиваться в направлении создания общих расчетно-экспериментальных методов, учитывающих протекание процессов в цилиндре и смежных с ним системах. Полученные на этой основе данные более полно характеризуют качество доводки двигателя и указывают пути дальнейшего его совершенствования. Использование опытных данных позволяет также точнее воспроизводить процессы газообмена и наддува при моделировании на ЭЦВМ [25, 63].

В отношении разработки методов расчетно-экспериментального определения показателей эффективности турбонаддува при импульсном подводе газа к турбине положительные результаты достигнуты в ЦНИДИ. Исследованиями Н. Н. Иванченко, Б. П. Байкова установлены пути выбора элементов системы наддува и пропускной способности турбины, обеспечивающие получение максимального к. п. д. при срабатывании энергии импульса [1, 16]. Использование характеристик турбин и зависимостей относительного расхода газа через турбину с учетом изменения ее пропускной способности, разработанных П. В. Ивановым [15], позволяет с достаточной для практики точностью определить располагаемую и действительную энергию газов и к. п. д. турбины в условиях импульсного потока. На основании этих работ в ЦНИДИ создана методика определения показателей эффективности систем импульсного газотурбинного наддува [29]. Ее основные положения будут рассмотрены ниже при определении действительной располагаемой энергии газа и анализе показателей систем наддува при работе двигателей на различных режимах. Методика ЦНИДИ позволяет найти значение коэффициента $\eta_{с. ср.}$, что, однако, недостаточно для анализа факторов, вызывающих снижение располагаемой энергии газов в процессе газообмена и движения по трубопроводам к турбине.

Наиболее полно эти вопросы исследованы А. С. Орлиным, М. Г. Кругловым, Я. А. Егоровым [34, 28]. На основании учета потерь энергии при внезапном расширении сечения и потерь по длине решается задача выбора оптимального диаметра трубопровода, обеспечивающего минимальные гидравлические потери в выпускных органах и в трубопроводе при заданной диаграмме время—сечение, величине циклового расхода газа и определенной длине трубопровода.

Рассмотрим возможности анализа изменения располагаемой энергии газа в характерных сечениях выпускной системы на основе построения кривых газообмена (§ 6). Очевидно при такой постановке можно говорить о едином расчетно-экспериментальном методе исследования показателей газообмена и наддува двигателя по опытным данным.

Под располагаемой энергией газа подразумевается энергия изоэнтروпийного его расширения в идеальной турбине от начального до конечного давления при отсутствии критических перепадов в любом сечении турбины. Последнее условие обычно удовлетворяется на практике в одноступенчатых турбинах наддувочных агрегатов при степенях расширения не выше трех и степени реакции $0,4 - 0,5$.

Теоретическая располагаемая энергия газов в цилиндре $\Phi_{ц}$ определяется в предположении совмещения соплового аппарата турбины с выпускными органами цилиндров двигателя, т. е. исключаются все потери энергии при изоэнтропийном расширении газа от начальных параметров в цилиндре у выпускных органов до давления за турбиной. Секундная энергия $E_{ц}$ есть функция времени, и ее текущее значение представляет собой произведение мгновенного значения располагаемой работы расширения 1 кг газа $H_{ц}$ и секундного расхода через выпускные органы $G_{в}$

$$E_{ц} = H_{ц} G_{в}. \quad (29)$$

Теоретическая энергия за период газообмена находится интегрированием элементарных энергий

$$\Phi_{ц} = \int E_{ц} dt.$$

Определение зависимости $E_{ц} = f(\tau)$ и энергии $\Phi_{ц}$ на основании кривых газообмена рассматривается ниже.

При некоторых допущениях значение энергии $\Phi_{ц}$ можно вычислить в конечном виде как сумму слагаемых

$$\Phi_{ц} = \Phi_{I} + \Phi_{II} - \Phi_{п}. \quad (30)$$

Под величинами Φ_{I} и Φ_{II} разные авторы [27, 29] понимают неодинаковые составляющие общей энергии $\Phi_{ц}$. М. Г. Круглов [27] определяет величину Φ_{I} как изоэнтропийную работу истечения $J_{п.с}$ продуктов сгорания из замкнутого постоянного объема цилиндра $V_{ц} = V_{б}$ при условии адиабатного расширения в нем газа от давления $p_{б}$ до p_0

$$\Phi_{I} = J_{п.с} RT_{б} \left[\frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_0}{p_{б}} \right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{p_0}{p_{б}} \right]. \quad (31)$$

Тогда величина Φ_{II} есть располагаемая энергия $J_s - J_{п.с}$ воздуха, поступившего в выпускной тракт в период продувки—наполнения и принудительного выпуска

$$\Phi_{II} = (J_s - J_{п.с}) RT_s \frac{k_1}{k_1 - 1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{г.ср}} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} \right]. \quad (32)$$

Из формулы (32) видно, что в этом случае температура воздуха принимается равной T_s , а давление — равным среднему давлению газов в выпускной системе $p_{г. ср}$.

Расход продуктов сгорания из цилиндра за цикл $J_{п. с}$ определяется по опытным данным, например, через коэффициент суммарного избытка воздуха α_{Σ} , коэффициент продувки φ_a и расход топлива на двигатель G

$$J_{п. с} = \frac{\alpha_{\Sigma} L_0' G}{ni \varphi_a} \frac{\alpha_{\Sigma} L_0' + 1}{\alpha_{\Sigma} L_0'} = \frac{\alpha_{\Sigma} L_0' G}{ni \varphi_a} \beta_0 = J_s \frac{\beta_0}{\varphi_a}.$$

В работе [29] под величиной Φ_1 понимается располагаемая энергия расширения газов от давления $p_{ц}$ до давления за турбиной $p_{от}$ за период свободного выпуска при политропном изменении состояния газа в цилиндре постоянного объема $V_{ц} = V_b$. В этих условиях элементарная работа при истечении

$$d\Phi_1 = H_{ц} dJ_{ц},$$

где $dJ_{ц}$ — расход газа из цилиндра за элемент времени dt ;

$H_{ц}$ — располагаемая работа изэнтропийного расширения 1 кг продуктов сгорания от давления в цилиндре $p_{ц}$ до давления за турбиной $p_{от}$,

$$H_{ц} = \frac{k}{k-1} RT_{ц} \left[1 - \left(\frac{p_{от}}{p_{ц}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (33)$$

Текущее количество газа в цилиндре можно выразить через начальные параметры в точке b по уравнению политропы

$$J_{ц} = \frac{V_b}{v_{ц}} = \frac{V_b}{v_b} \left(\frac{p_{ц}}{p_b} \right)^{1/m}.$$

Дифференцируя последнее, получаем

$$dJ_{ц} = \frac{V_b}{v_b} \frac{1}{m} \left(\frac{p_{ц}}{p_b} \right)^{\frac{1}{m}-1} d \left(\frac{p_{ц}}{p_b} \right).$$

Подставляя выражение для $H_{ц}$ и $dJ_{ц}$, после преобразований имеем

$$d\Phi_1 = \frac{k}{(k-1)m} V_b p_b \left[1 - \left(\frac{p_{от}}{p_{ц}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] d \left(\frac{p_{ц}}{p_b} \right). \quad (34)$$

Частное решение уравнения (34) в пределах изменения переменной $p_{ц}/p_b$ от единицы в начале выпуска до p_s/p_b в начале продувки имеет вид

$$\Phi_1 = \frac{k}{(k-1)m} V_b p_b \left\{ 1 + k \left(\frac{p_{от}}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_s}{p_b} \right)^{1/k} - 1 \right] - \frac{p_s}{p_b} \right\} \quad (35)$$

или

$$\Phi_I = \frac{k}{(k-1)m} J_b RT_b \left\{ 1 + k \left(\frac{p_{от}}{p_b} \right)^{\frac{k-1}{k}} \left[\left(\frac{p_s}{p_b} \right)^{1/k} - 1 \right] - \frac{p_s}{p_b} \right\}. \quad (36)$$

Величина Φ_{II} есть теоретическая энергия газов в цилиндре за оставшуюся фазу газообмена. Учитывая, что в этот период цилиндр большую часть времени сообщен с ресивером, удельная располагаемая работа газа определяется по формуле (33). Пренебрегая потерей давления воздуха при продувке и изменением температуры газа в цилиндре у выпускных органов, для расчета энергии Φ_{II} в работе [29] предлагается формула

$$\Phi_{II} = \frac{k_1}{k_1-1} J_{см} RT_{см} \left[1 - \left(\frac{p_{от}}{p_s} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} \right], \quad (37)$$

где $J_{см}$ — количество газозоудной смеси, определяемое как сумма оставшихся в цилиндре продуктов сгорания к началу продувки и воздуха, теряемого в выпускной тракт;

$T_{см}$ — температура смеси продуктов сгорания и воздуха.

Выражение для Φ_{II} после преобразования [29] приводится к виду

$$\Phi_{II} = \frac{k_1}{k_1-1} J_b RT_b \left[(\varphi_a - 1) \frac{T_s}{T_b} + \frac{p_s}{p_b} \right] \left[1 - \left(\frac{p_{от}}{p_s} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} \right]. \quad (38)$$

Энергия Φ_{II} , определяемая по формуле (38), получается завышенной на 15—20% в связи с неточным выражением для $J_{см}$. При более строгом рассмотрении составляющих $J_{см}$ имеем

$$\Phi_{II} = \frac{k_1}{k_1-1} J_b RT_b \left[\frac{\varphi_a - 1}{\beta_0 \gamma_r} \frac{T_s}{T_b} + \frac{p_s}{p_b} - \frac{\gamma_r}{\beta_0 + \gamma_r} \left(\frac{p_s}{p_b} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right] \times \left[1 - \left(\frac{p_{от}}{p_s} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}} \right]. \quad (38a)$$

В обоих рассматриваемых методах последнее слагаемое в уравнении (30) Φ_n учитывает энергию, отдаваемую газами поршню в процессе истечения из цилиндра. Величина Φ_n определяется аналитически [34] или графически путем планиметрирования хвостовой части индикаторной диаграммы [29]. По данным для малооборотных судовых дизелей на номинальном режиме при импульсном наддуве $\Phi_n/\Phi_{ц} = 0,20 \div 0,26$, при наддуве с $p_{т} = \text{const}$ $\Phi_n/\Phi_{ц} = 0,28 \div 0,30$.

Расчеты показывают, что при расширении до давления за турбиной $p_{от}$ значения энергии $\Phi_{ц}$, определяемой различными методами, оказываются близкими. Это объясняется малым влиянием процесса расширения газа в цилиндре, так как для продуктов сгорания величины k и m различаются незначительно.

Однако наиболее полное представление о величине и характере изменения теоретической располагаемой энергии по времени можно получить, используя данные расчета кривых динамики газообмена. Действительно, при известных параметрах газа в цилиндре у выпускных органов $p_{ц.в}$, $T_{ц.в}$ и секундном расходе G_v текущее значение

$$E_{ц} = H_{ц} G_v,$$

где $H_{ц}$ — располагаемая работа изоэнтروпийного расширения 1 кг газа от давления в цилиндре у выпускных органов $p_{ц.в}$ до давления за турбиной

$$H_{ц} = \frac{k}{k-1} RT_{цв} \left[1 - \left(\frac{p_{от}}{p_{цв}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (39)$$

Пренебрегая изменением состава газа и перепадом давления по объему цилиндра при $k = 1,34$ и $R = 288,4$ Дж/кг·К, имеем

$$H_{ц} = 1128 T_{цв} \overline{\Delta t}_{ц}, \quad (40)$$

где $\overline{\Delta t}_{ц} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{ц}^k}$ — функция степени расширения $\varepsilon_{ц} = p_{ц}/p_{от}$,

задаваемая таблично [11] или графически.

Расход газа через выпускные органы G_v и температуру $T_{ц.в}$ находят из расчета параметров газообмена (§ 6), давления $p_{ц}$, $p_{от}$ принимаются по опытным данным.

Располагаемая энергия за выпускными органами E_r определяется для характеристики потерь в выпускных органах и прилегающем патрубке. Она также представляет собой секундную энергию изоэнтропийного расширения газа от давления p_r до давления за турбиной $p_{от}$ и для рассматриваемого момента времени вычисляется по формуле

$$E_r = H_r G_r. \quad (41)$$

Удельная работа H_r находится по формуле (40) при соответствующем значении температуры T_r , степени расширения $\varepsilon_r = p_r/p_{от}$ и функции $\overline{\Delta t}_r = f(\varepsilon_r)$. Расход газа G_r через сечение замера определяется при расчете газообмена из уравнения массового баланса (11) для газа в объеме патрубка V_n .

Таким образом, определение располагаемой секунднй энергии газов в цилиндре $E_{ц}$ и за выпускными органами E_r в функции времени вытекает из расчета газообмена и является логическим его продолжением. При этом наиболее полно учитывается влияние действительных условий протекания газообмена, переменного объема цилиндра, работы расширения поршня, динамических явлений в цилиндре и впускном трубопроводе на изменение давления, температуры газа и характер кривых $E_{ц} = f(\varphi)$ и $E_r = f(\varphi)$. Сопоставление значений $E_{ц}$, E_r в этих двух сечениях позволяет найти текущие значения коэффициента потерь энергии в выпускных органах и прилегающем патрубке по углу поворота вала

$$\eta_b = \frac{E_r}{E_{ц}}.$$

Располагаемая энергия газов в цилиндре $\Phi_{ц}$, за выпускными органами $\Phi_{г}$ в период газообмена и коэффициенты потерь в выпускных органах $\eta_{в.ср}$

Тип двигателя	$\Phi_{ц}$, кДж	$\Phi_{ц}^I$, кДж	$\Phi_{ц}^{II}$, кДж	$\frac{\Phi_{ц}^I}{\Phi_{ц}}$	$\frac{\Phi_{г}}{кДж}$	$\frac{\Phi_{г}^I}{кДж}$	$\frac{\Phi_{г}^{II}}{кДж}$	$\frac{\Phi_{г}^I}{\Phi_{г}}$	$\eta_{в.ср}^I$	$\eta_{в.ср}^{II}$	$\eta_{в.ср}$
Гетаверкен DM 76/150VGS7U	190	139,5	50,5	0,734	105	61	44	0,58	0,475	0,945	0,55
Зульцер 6RD76	195	97,5	97,2	0,5	148,5	57,8	90,7	0,39	0,593	0,934	0,763
Стюрк Hot1, 8×75×160	180,1	96,7	33,3	0,744	77,5	47,3	30,2	0,61	0,489	0,905	0,595
МАН K9Z 70/120 A5	67,2	45	22,2	0,67	50,6	30,2	20,4	0,597	0,671	0,918	0,752

Очевидно, планиметрированием кривых $E_{ц} = f(\varphi)$, $E_{г} = f(\varphi)$ могут быть найдены величины энергии за фазу свободного выпуска $\Phi_{ц}^I, \Phi_{г}^I$, принудительного выпуска $\Phi_{ц}^{II}, \Phi_{г}^{II}$ и за весь период газообмена $\Phi_{ц}, \Phi_{г}$ и соответствующие средние значения коэффициентов потерь энергии

$$\eta_{в.ср}^I = \frac{\Phi_{г}^I}{\Phi_{ц}^I}; \quad \eta_{в.ср}^{II} = \frac{\Phi_{г}^{II}}{\Phi_{ц}^{II}};$$

$$\eta_{в.ср} = \frac{\Phi_{г}}{\Phi_{ц}}$$

Рассмотренные ранее (§ 6) процессы газообмена на режимах полного хода характеризуются значениями и изменением энергии, которые приведены в табл. 7 и на рис. 63.

Для двигателя Зульцер 6RD76 кривые располагаемой энергии выпускных газов приведены в сечениях до и после выпускной заслонки. Мгновенные потери располагаемой энергии газов в сечении, перекрываемом заслонкой, обозначены штриховкой. Средняя их величина за период газообмена составляет

$$1 - \eta_{в.ср}^I = 1 -$$

$$- \frac{\Phi_{г}^I}{\Phi_{г}} = 1 - 0,945 = 0,055.$$

Как и следовало ожидать, высокие уровни располагаемой секундной энергии газов в цилиндре характерны для периода свободного выпуска. В результате величина $\Phi_{ц}^I$ обычно больше энергии $\Phi_{ц}$ за период принудительного выпуска, а отношение $\Phi_{ц}^I/\Phi_{ц} = 0,67 \div 0,74$.

Только для двигателя Зульцер 6RD76, где принудительный выпуск частично совершается на ходе нагнетания в подпоршневом насосе, распределение суммарных энергий по фазам выпуска примерно одинаково.

В выпускном трубопроводе за цилиндром кривая располагаемой

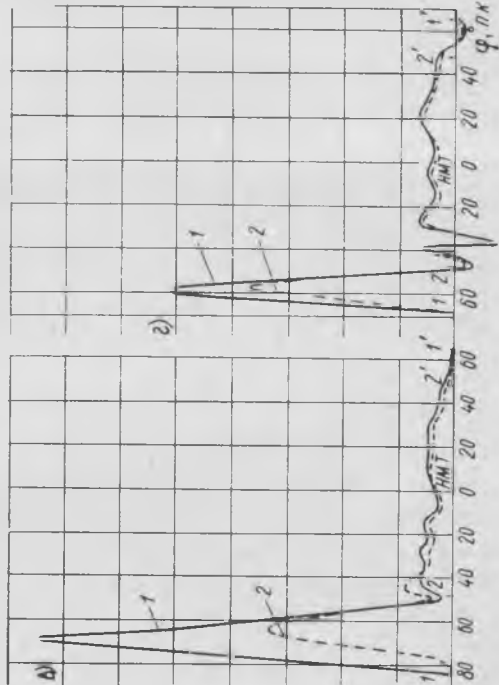
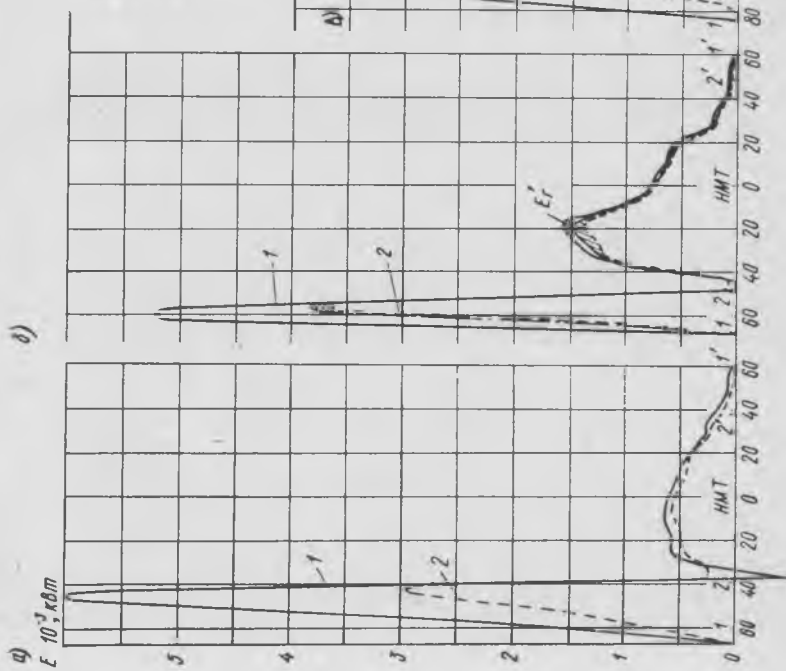


Рис. 63. Изменение располагаемой секундной энергии на режиме полного хода двигателя: а — Гетаверкен; б — Зулцер; в — Сторк; г — МАН
 1 — в цилиндрах $E_{ц}$; 2 — за выпускными органами $E_{г}$; 1-1' — фаза выпуска; 2-2' — фаза продувки

секундной энергии газов $E_r = f(\varphi)$ несколько выравнивается и для исследованных двигателей $\Phi_r^1/\Phi_r = 0,39 \div 0,61$. Некоторое перераспределение энергии происходит вследствие больших потерь от дросселирования газа в выпускных органах за фазу свободного выпуска. Эти потери энергии особенно значительны у двигателей с прямоточно-клапанным газообменом вследствие малой скорости нарастания сечения выпускных органов. Свободный выпуск газов протекает при повышенном перепаде давления в выпускных органах и характеризуется малыми значениями коэффициента $\eta_{в.ср}^1 \approx 0,48$. Увеличению перепада давления и потерь энергии при импульсном газотурбинном наддуве способствует раннее открытие выпускных органов, а при наддуве с $p_r = \text{const}$ — отсутствие повышенного противодействия в выпускном коллекторе.

У двигателей с контурным газообменом влияние дросселирования меньше и коэффициент $\eta_{в.ср}^1 = 0,6 \div 0,67$.

В период принудительного выпуска—продувки перетекание газа из цилиндра в трубопровод происходит практически при полностью открытых выпускных органах, когда гидравлические сопротивления, особенно от внезапного расширения потока, существенно ниже и коэффициент $\eta_{в.ср}^{II} = 0,9 \div 0,95$. Наибольшие потери энергии в этот период отмечаются на двигателе Сторк ($\sim 10\%$), что, возможно, обусловливается повышенным сопротивлением четырех выпускных клапанов вследствие неорганизованного входа и защемления их сечения на участках, примыкающих к стенкам камеры сгорания.

Сравниваемые двигатели различаются и по величине общего коэффициента потерь энергии в выпускных органах и прилегающем патрубке: $\eta_{в.ср} \approx 0,55 \div 0,6$ — для двигателей Гёттаверкен, Сторк; $\eta_{в.ср} \approx 0,75$ — для двигателей МАН, Зульцер.

Таким образом, общее снижение располагаемой энергии газов от сечения в цилиндре у выпускных органов до сечения замера параметров в выпускном патрубке оценивается в 40—45% для прямоточно-клапанных схем газообмена и в 25% для контурных. Заметим, что на основании опытных данных секундная энергия E_r вычислялась по статическому давлению p_r и температуре T_r , близкой к температуре торможения. По отношению к энергии E_r , определяемой по полным параметрам, потери энергии в выпускных органах меньше указанных значений на 5—7%.

Располагаемая энергия газов перед турбиной E_T составляет основу для расчета показателей эффективности работы турбокомпрессора и в сопоставлении с величиной E_r характеризует потери энергии в выпускном трубопроводе до турбины. Она определяется как секундная работа изоэнтропийного расширения G_T кг газа в турбине от давления p_r перед турбиной до давления $p_{от}$ за турбиной. В зависимости от конструкции выпускного трубопровода секундная энергия E_T может быть постоянной и переменной по времени. При выхлопе в общий коллектор большого объема, обеспечивающий условие $p_T = \text{const}$,

$$E_T = H_T G_T = \text{const},$$

где H_T , G_T — соответственно постоянные значения располагаемой удельной работы и расхода газа через турбину.

При импульсном наддуве секундная энергия $E_T = H_T G_T$ есть функция времени. Для ее вычисления воспользуемся методикой ЦНИДИ [29], учитывающей изменение пропускной способности турбины μF_T и перетекание газа из одного подвода в другой при разделенном сопловом аппарате.

По давлению и температуре газа перед турбиной p_T , T_T текущее значение удельной располагаемой работы H_T находится по формуле (40), где функция $\Delta t_T = f(\epsilon_T)$ определяется по таблицам [11] для соответствующего значения степени расширения $\epsilon_T = p_T/p_{от}$ при $k = 1,34$. Секундный расход газа через турбину G_T вычисляется исходя из опытного значения среднего секундного расхода $G_{T.ср}$ и среднего относительного расхода $g_{T.ср}$

$$G_T = g_T \frac{G_{T.ср}}{g_{T.ср}}, \quad (42)$$

где g_T — мгновенный относительный расход газа,

$$g_T = \frac{G_T}{G_{T \max}} = \frac{AF(\epsilon_T)}{A_{\max} F_{\max}(\epsilon_T)} \sqrt{\frac{T_{T \max}}{T_T}}, \quad (43)$$

$g_{T.ср} = \frac{1}{\varphi_z} \int_0^{\varphi_z} g_T d\varphi$ — средний относительный расход газа.

Коэффициент A , учитывающий уменьшение пропускной способности турбины из-за перетекания газа через сопловой венец при разделенном сопловом аппарате, равен

$$A = (1 - a) - \frac{a}{H'_T/H''_T}.$$

Величина $a = 0,02 + 0,06$. При неразделенном сопловом аппарате $H'_T = H''_T$ и $A = A_{\max} = 1$.

Функция степени расширения газа в турбине $F(\epsilon_T)$, ее текущее значение и соответствующее величине $\epsilon_{T \max}$ задаются графически (рис. 64).

При равномерном чередовании выпусков располагаемая секундная энергия E_T обычно вычисляется для усредненного по цилиндрам импульса газа продолжительностью

$$\varphi_z = \frac{360}{z},$$

где z — число цилиндров, работающих на турбину или отдельный ее подвод.

При неравномерном чередовании выпусков период кривой $E_T = f(\varphi)$ равен полному обороту вала.

При анализе опытных кривых давления и температуры газа (гл. III) было показано, что форма импульса газа перед турбиной по сравнению с таковой за цилиндром несколько изменяется не только вследствие динамических явлений, перетекания газа, потерь кинетической энер-

гии, но и в результате перекрытия фаз выпуска газа из отдельных цилиндров. Следовательно, для приведения в соответствие кривых энергии газа в цилиндре, за выпускными органами и перед турбиной и возможности их графического сопоставления должно быть выполнено построение кривых суммарной энергии газа в цилиндре $E_{ц\Sigma}$ и за выпускными органами $E_{г\Sigma}$ для цилиндров, работающих на одну турбину или отдельный ее подвод (рис. 65).

Очевидно при неравномерном подводе газа период кривой суммарной энергии $E_{ц\Sigma}$, $E_{г\Sigma}$ равен 2π . При чередовании выпусков через

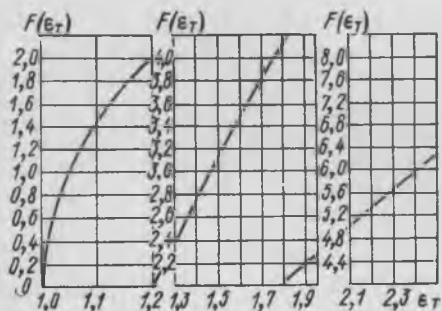


Рис. 64. Функция степени расширения газа в турбине $F(\varepsilon_{\tau})$

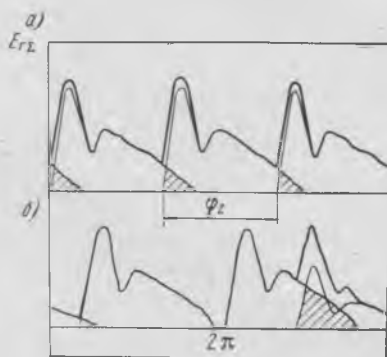
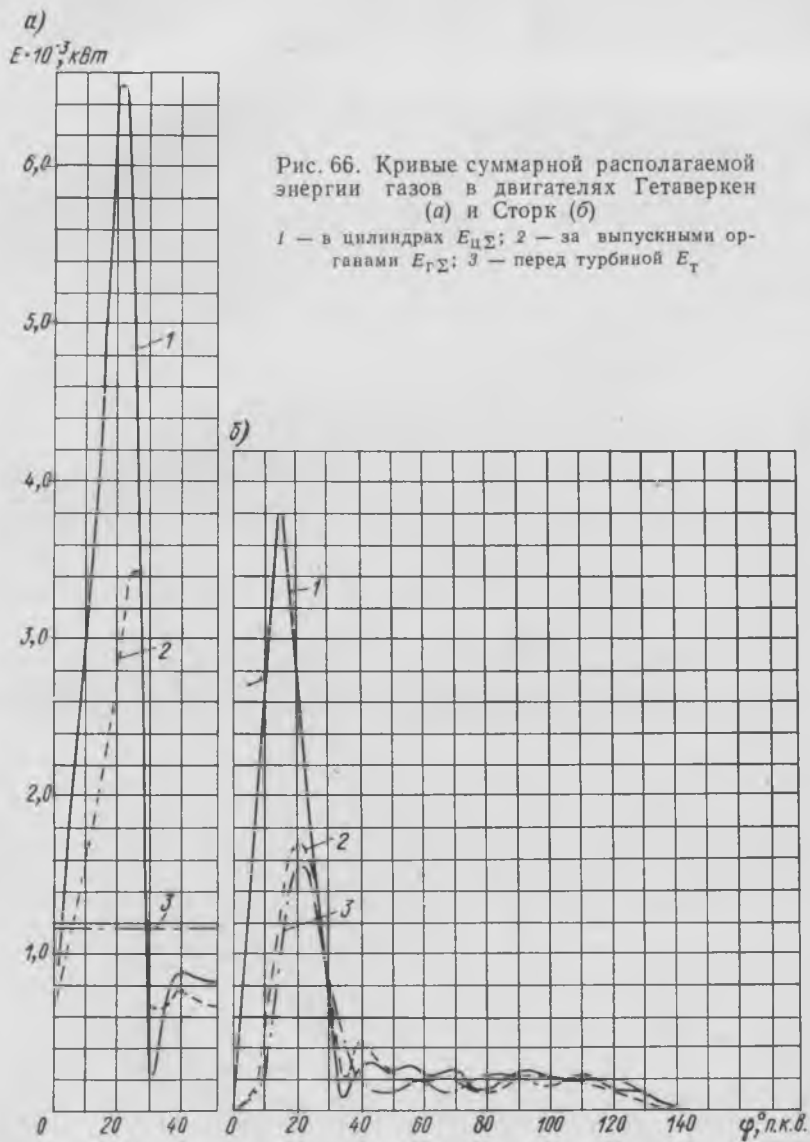


Рис. 65. К построению диаграммы суммарной располагаемой энергии $E_{г\Sigma}$: а — при равномерном чередовании выпусков; б — при неравномерном чередовании выпусков

$\varphi_z > \frac{2}{3}\pi$ перекрытие фаз обычно отсутствует и кривые $E_{ц} = f(\varphi)$, $E_{г} = f(\varphi)$, $E_{т} = f(\varphi)$ за фазу газообмена непосредственно характеризуют изменение секундной энергии в соответствующих сечениях тракта.

Для некоторых двигателей кривые $E_{ц\Sigma} = f(\varphi)$, $E_{г\Sigma} = f(\varphi)$ приведены на рис. 66. Они построены по соответствующим кривым $E_{ц} = f(\varphi)$, $E_{г} = f(\varphi)$ одного цилиндра (см. рис. 63) для периода φ_z , т. е. в предположении одинакового протекания газообмена по цилиндрам. Здесь же нанесены кривые располагаемой секундной энергии газов перед турбиной $E_{т}$, рассчитанные по параметрам газа при выпуске из данного цилиндра. За начало отсчета импульсов выбирались момент начала открытия выпускных органов для энергии $E_{ц\Sigma}$ и момент начала повышения давления на осциллограмме для энергии $E_{г\Sigma}$ и $E_{т}$. Совмещением импульсов с началом координат исключалось влияние фазового сдвига кривых давления и температуры газа между рассматриваемыми сечениями трубопровода.

Графическое сравнение кривых (рис. 66) дает наглядное представление о характере изменения располагаемой энергии газов в сечениях за цилиндрами и перед турбиной. Видно, в частности, что объем вы-



пускной системы мало влияет на характер кривых $E_{гс} = f(\varphi)$ за выпускными органами, но приводит к существенному изменению кривой $E_{т} = f(\varphi)$ перед турбиной. Выпускной трубопровод действует как своеобразный аккумулятор энергии поступающих в него газов,

что приводит к частичному или полному выравниванию кривой $E_T = f(\varphi)$ (в зависимости от объема). Однако процесс аккумуляции энергии сопровождается потерями и среднее значение коэффициента потерь располагаемой энергии в трубопроводе $\eta_{тр. ср} = E_{т. ср} / E_{г \Sigma ср}$ меньше единицы (табл. 8). Снижение мгновенного значения $\eta_{тр} = E_T / E_{г \Sigma}$ на одних участках не компенсируется его повышением на других.

Таблица 8

Располагаемая суммарная секундная энергия газов в цилиндрах $E_{г \Sigma ср}$, за выпускными органами $E_{г \Sigma ср}$, перед турбиной $E_{т. ср}$ и коэффициенты потерь энергии в трубопроводе и выпускной системе

Тип двигателя	$E_{г \Sigma ср}$, кВт	$E_{г \Sigma ср}$, кВт	$E_{т. ср}$, кВт	$\eta_{тр. ср}$	$\eta_{с. ср}$
Гёттаверкен DM 76/150 VGS7U	2460	1350	1170	0,87	0,48
Зульцер 6RD76	1125	859	801	0,93	0,71
Сторк Hotlo 8 × 75 × 160	470	279	267	0,95	0,565
МАН K9Z70/120 A5	397	298	265	0,89	0,66

Можно отметить влияние объема и конструкции выпускаемого трубопровода на величину $\eta_{тр. ср}$ при импульсном наддуве. Так, для двигателя Сторк при одном разветвлении выпускных патрубков и $V_r = 0,616 V_s$ потери от перетекания, расширения газа, гидравлического сопротивления меньше, чем у других двигателей, и величина $\eta_{тр. ср}$ имеет наибольшее значение ($\eta_{тр. ср} = 0,95$). Для двигателей Зульцер, МАН, где в общий трубопровод происходит выпуск газа из трех цилиндров с чередованием через 120° п. к. в., коэффициенты потерь ниже и равны $\eta_{тр. ср} = 0,89$. Приведенное в табл. 8 значение $\eta_{тр. ср} = 0,93$ для двигателя Зульцер относится к выпускному трубопроводу после заслонки.

Выше отмечалось, что потери энергии в заслонке составляют 5,5%. Следовательно, действительный коэффициент потерь в выпускном трубопроводе двигателя Зульцер также равен 0,89 ($\eta_{тр. ср} = 0,935 \cdot 0,945 = 0,89$).

Представляет интерес оценка потерь энергии в каждой ветви трубопровода, объединяющего выпуск газа из трех цилиндров. С этой целью была произведена одновременная попарная запись осциллограмм давления и температуры газа в сечении за выпускными органами цилиндров № 7, 8, 9 и перед турбиной двигателя МАН K9Z 70/120 A5. Использование осциллограмм одновременной записи позволяет исключить погрешности, вносимые в исходные данные при усреднении кривых $p = f(\varphi)$, $T = f(\varphi)$ для ряда последовательных разновременных циклов. Расчеты располагаемой энергии E_r , E_t показали следующие значения коэффициентов потерь энергии для каждой отдельной ветви

выпускного трубопровода: $\eta_{\text{тр. ср}} = 0,905$ — для цилиндра № 7; $\eta_{\text{тр. ср}} = 0,862$ — для цилиндра № 8; $\eta_{\text{тр. ср}} = 0,825$ — для цилиндра № 9.

Такое различие можно объяснить порядком работы цилиндров № 7, 8, 9. Выпуску газа из цилиндра № 9 предшествует большее опорожнение патрубка цилиндра № 7. В связи с этим усиливается перетекание газа в патрубок цилиндра № 7 и перемешивание в нем продуктов сгорания и воздуха, что, по-видимому, и вызывает большие потери располагаемой энергии газа.

Данные табл. 8 также показывают, что перетекание газов из выпускных патрубков в общий коллектор большого объема сопровождается значительным снижением располагаемой энергии газов. По сравнению со средним значением секундной энергии в выпускных патрубках $E_{\text{г ср}}$ энергия перед турбиной $E_{\text{т}}$ двигателя Гетаверкен, вследствие внезапного расширения сечения, перемешивания, пульсации газа и теплообмена со стенками, уменьшается на 13%.

Общая величина потерь располагаемой энергии $E_{\text{ц}}$ в газовыпускной системе двигателя определяется коэффициентом $\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{тр}}$, который учитывает потери в выпускных органах и трубопроводе до турбины. Средние значения коэффициента $\eta_{\text{с. ср}}$ и его составляющих приведены в табл. 8. Сравнение их позволяет отметить следующее.

1. При импульсном газотурбинном наддуве и прямоточно-клапанном газообмене основная потеря располагаемой энергии происходит в выпускных клапанах. Общий коэффициент потерь в газовыпускной системе для двигателя Сторк равен $\eta_{\text{с. ср}} = 0,565$.

Для двигателей Бурмейстер и Вайн типа VTBF по данным Хансена [60] величина $\eta_{\text{с. ср}}$ равна 0,5. Такого же порядка получены значения коэффициентов $\eta_{\text{с. ср}}$ при исследовании двигателей ДКРН 50/110, 7 ДКРН 74/160 на БМЗ [17] и двигателя 684 VT2BF-180 на теплоходе «Белорецк». Переход к наддуву $p_{\text{т}} = \text{const}$ на двигателе с прямоточно-клапанном газообменом ведет к снижению эффективности использования располагаемой энергии газов. Потери энергии в выпускных органах сохраняются такими же, как и при импульсном наддуве, а в выпускном трубопроводе увеличиваются. На примере двигателя Гетаверкен видно, что в этом случае достигается наименьшее значение коэффициента $\eta_{\text{с. ср}} = 0,48$.

2. При контурном газообмене и комбинированном наддуве потери располагаемой энергии в выпускных органах меньше, вследствие чего даже при меньших величинах $\eta_{\text{тр. ср}}$ достигаются более высокие значения коэффициента $\eta_{\text{с. ср}}$, чем в схемах прямоточно-клапанного газообмена. Полученные для выпускных систем двигателей МАН, Зульцер величины $\eta_{\text{с. ср}} = 0,66 \div 0,71$ согласуются с опытными данными Кильхенмана [62]. На двигателе 1QA42 ($p_{\text{с}} = 6,45 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, $n = 300 \text{ об/мин}$) с контурным газообменом снижение теоретической располагаемой энергии $\Phi_{\text{ц}}$ из-за потерь в выпускных органах и в выпускном трубопроводе до и после турбины оценивается следующими значениями коэффициента $\eta_{\text{с. ср}}$:

0,66 — 0,64 — при выпуске в прямой трубопровод с относительным объемом $V_{\text{г}}/V_{\text{с}} = 0,25 \div 0,55$;

0,63 — 0,55 — при выпуске в трубопровод с двумя коленами и $V_r/V_s = 0,6 \div 1,4$.

3. На величину потерь располагаемой энергии в газораспределительной системе с разделенными трубопроводами оказывают влияние конструкция и объем системы. При выпуске в трубопровод, объединяющий два цилиндра, уменьшаются отношение V_r/V_s , длина трубопроводов, перетекание и перемешивание газов. В результате снижаются потери от дросселирования в выпускных органах, трения о стенки и вихреобразования. Для собственно трубопровода это уменьшение по данным табл. 6 оценивается увеличением коэффициента $\eta_{тр. ср}$ на 6%. Влияние конструктивных факторов на величину $\eta_{с. ср}$ подробно анализируется в работе Гислера [48].

§ 16

Действительная энергия газов и показатели эффективности турбонаддува

Дальнейшее преобразование располагаемой секундной энергии E_T зависит от характеристик и условий работы турбины и компрессора в системе наддува двигателя.

К. п. д. и пропускная способность турбины определяют срабатывание энергии газов в турбине. Действительная секундная энергия на валу турбины $E_{т. д}$ зависит от потерь в турбине. Величина этих потерь характеризуется эффективным к. п. д. турбины η_T , учитывающим также трение в подшипниках и уплотнениях турбокомпрессора [11].

Для турбины, работающей на газах постоянного потока, $\eta_T = \text{const}$ и $E_{т. д} = E_T \eta_T = \text{const}$, где $\eta_T = 0,8$ для расчетного режима.

В турбинах, работающих на газах переменного потока, возникают дополнительные потери [1, 15] и их к. п. д. обычно ниже ($\eta_{т. и} = 0,7 \div 0,75$). Зависимость этих потерь от характеристики потока и условий подвода газа к турбине обуславливает переменность к. п. д. турбины по времени и текущее значение $E_{т. д} = E_T \eta_T$ является функцией двух переменных. Для вычисления $E_{т. д}$ можно воспользоваться характеристикой турбины в виде

$$\eta_T = f(\bar{H}_T),$$

где $\bar{H}_T = \frac{H_T}{u^2/2}$ — коэффициент напора;

u — окружная скорость колеса турбины на периферии.

При отсутствии характеристики данной турбины в работе [29] предусматривается использование характеристики стандартной турбины (рис. 67), построенной с учетом влияния дополнительных потерь от перетекания газа через осевой зазор в разделенном сопловом аппарате. Эти потери учитываются отношением удельных работ H_T/H_T^* в подводах турбины. В соответствии с графиком (рис. 67) для текущего значения \bar{H}_T определяется к. п. д. турбины и действительная секундная энергия $E_{т. д} = f(\varphi)$.

Для анализа потерь энергии на турбине за различные фазы импульса рассмотрим кривые $E_T = f(\varphi)$, $E_{T.д} = f(\varphi)$, $\eta_{T.п} = f(\varphi)$, рассчитанные для исследованных двигателей на режиме полного хода (рис. 68). Здесь же показано изменение расхода газа G_T и пропускной способности турбины

$$\mu F_T = \frac{G_T}{\sqrt{\rho_T \rho_T \Psi_T}},$$

где Ψ_T — функция отношения давлений $\rho_{от}/\rho_T$ при $k = 1,34$.

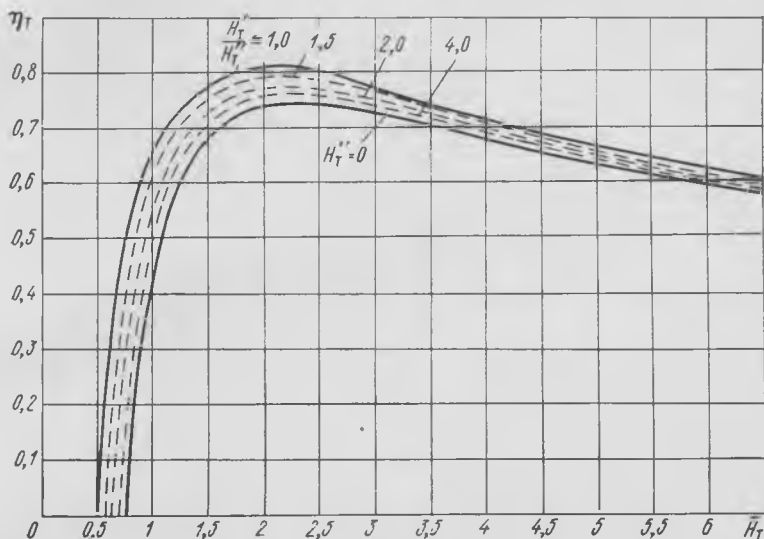


Рис. 67. Характеристика турбины турбокомпрессора ТК-30 при различных отношениях теплоперепадов между подводами: $\frac{H_T'}{H_T''} =$

$= 1,0$ — с неразделенным сопловым аппаратом; $\frac{H_T'}{H_T''} = 1,5; 2; 4$ — с разделенным сопловым аппаратом

В зависимости от формы и чередования выпускных импульсов отмечаются следующие особенности использования энергии газов на турбине.

При выпуске из трех цилиндров в один трубопровод через 120° п. к. в. давление перед турбиной в начале импульса падает незначительно (двигатели Бурмейстер и Вайн, Зульцер, МАН). Дополнительные потери в турбине и снижение ее к. п. д. от 0,8 до 0,62 возникают на участке возрастания и спада кривой $E_T = f(\varphi)$. Длительность этого участка определяется формой импульса энергии и составляет 50° п. к. в. для двигателя Бурмейстер и Вайн, 35° п. к. в. для двига-

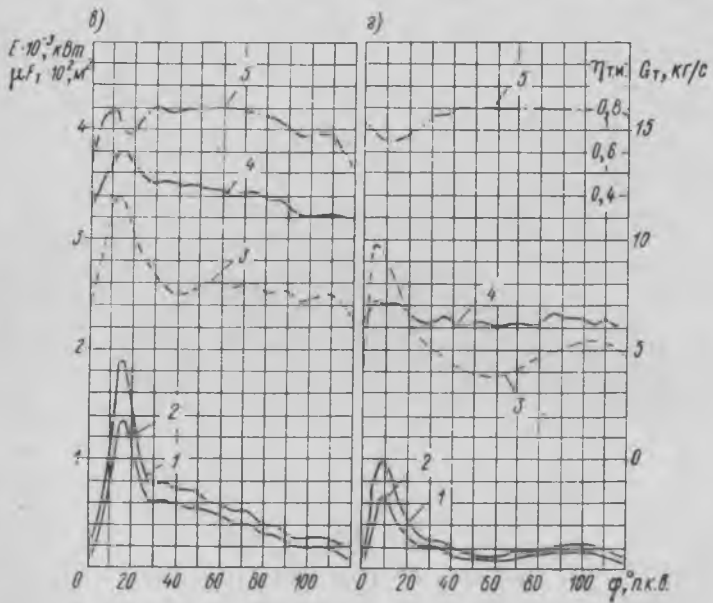
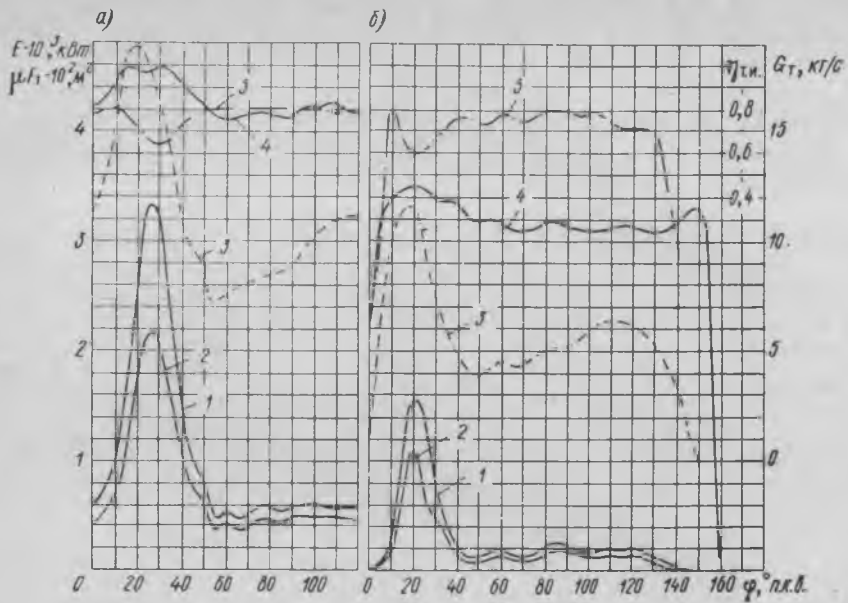


Рис. 68. Изменение располагаемой E_T (1), действительной секундной энергии $E_{т.д}$ (2), расхода газов G_T (3), пропускной способности μF_T (4) и к. п. д. турбины $\eta_{т.к.}$ и (5): а — Бурмейстер и Вайн; б — Сторк; в — Зульцер; г — МАН

теля МАН и 15° п. к. в. для двигателя Зульцер. При падении давления в патрубке, что отмечается на двигателе Зульцер и особенно характерно для двигателя Сторк в связи с чередованием импульсов через 180° п. к. в., отклонение от оптимальных условий работы турбины наблюдается также в начальной и конечной фазах импульса. Для двигателя Зульцер падение давления приводит к снижению η_T до 0,5 и практически до нуля на двигателе Сторк. Такие изменения кривой $\eta_T = f(\varphi)$ за время одного импульса обуславливаются принятой в расчете характеристикой стандартной осевой турбины ТК-30 и отклонением коэффициента напора \bar{H}_T от расчетных значений $\bar{H}_T = 2,5 \div 3,0$. При уменьшении располагаемой энергии в начале и в конце импульса $\bar{H}_T < 2,5$ рабочие точки турбины будут на левой крутой ветви характеристики $\eta_T = f(\bar{H}_T)$ и к. п. д. турбины значительно понижается. Меньшим изменениям η_T на участках повышенной энергии E_T соответствуют значения $\bar{H}_T > 3,0$, и рабочие точки располагаются на правой пологой ветви характеристики $\eta_T = f(\bar{H}_T)$.

Средние значения к. п. д. импульсных турбин определяются из отношения

$$\eta_{T.и} = \frac{E_{T.д.ср}}{E_{T.ср}}$$

и для рассматриваемых двигателей оцениваются величинами 0,69 — 0,75 (см. табл. 9). В соответствии с характером изменения $\eta_T = f(\varphi)$ меньшее значение $\eta_{T.и}$ получено на двигателе Сторк ($\eta_{T.и} = 0,688$).

Снижение к. п. д. турбины, работающей на газах переменного потока, является одной из причин недостаточно эффективного использования энергии выпускных газов в импульсных системах наддува. Однако, как показывают данные (табл. 9), при чередовании импульсов через 120° п. к. в. величина $\eta_{T.и}$ незначительно отличается от действительного значения к. п. д. турбины постоянного потока ($\eta_T = 0,765$ для двигателя Гетаверкен). Малое различие величин $\eta_{T.и}$ и η_T объясняется снижением η_T при отклонении режима работы двигателя Гетаверкен от номинального ($N_i = 0,9 N_{i\text{ном}}$) и трудностями учета всех дополнительных потерь в турбине переменного потока.

За время импульса заметно изменяется величина пропускной способности турбины μF_T . На участках повышенного расхода газа величина μF_T возрастает на 10—15%, что объясняется меньшим относительным сужением потока и меньшими потерями скорости на рабочих лопатках [14]. Влияние характера потока на μF_T учитывалось в формуле (43) для относительного расхода газа и согласуется с эмпирической зависимостью μF_T от степени расширения ε_T [15]

$$\mu \bar{F}_T = 0,8 + 0,2 \bar{\varepsilon}_T, \quad (44)$$

здесь $\mu \bar{F}_T$, $\bar{\varepsilon}_T$ — соответствующие относительные значения величин.

Заметим, что действительная секундная энергия на валу турбины может быть оценена и по параметрам, замеряемым со стороны ком-

прессора. Из баланса мощностей турбины и компрессора на установившемся режиме имеем

$$E_{т. д. ср} = E_{к. д.},$$

где $E_{к. д.}$ — секундная энергия, подведенная к компрессору.

Пренебрегая потерями тепла в корпус компрессора (0,2 — 0,25% от тепла, эквивалентного работе сжатия [10]), величину $E_{к. д.}$ можно найти по температурному перепаду ΔT_k и расходу воздуха через компрессор G_k

$$E_{к. д.} = H_{к. д.} G_k,$$

где $H_{к. д.} = 1005 (T_k - T_0)$ — удельная работа сжатия, определяемая по температуре заторможенного потока на входе в компрессор T_0 и на выходе T_k .

К. п. д. турбокомпрессора и общий коэффициент использования энергии газов. Построением кривых $E_{т. д.} = f(\varphi)$, $\eta_{т. и} = f(\varphi)$, $\mu F_T = f(\varphi)$ заканчивается рассмотрение вопроса об использовании располагаемой энергии выпускных газов. Дальнейшие потери возникают на стороне воздушного тракта. Часть энергии $E_{т. д. ср}$ теряется в компрессоре, часть расходуется на преодоление гидравлических сопротивлений впускной системы двигателя. Для характеристики системы турбонаддува можно ограничиться учетом только потерь в компрессоре. Поэтому на заключительном этапе расчета предусматривается определение к. п. д. турбокомпрессора и общего коэффициента использования энергии:

$$\eta_{т. к} = \frac{E_{к. ад.}}{E_T};$$

$$\eta_{общ} = \eta_c \eta_{т. к}. \quad (45)$$

Здесь, в зависимости от способа подвода газа к турбине, использованы значения E_T , η_c при $p_T = \text{const}$ или $E_{т. ср}$, $\eta_{с. ср}$ при $p_T = \text{var}$.

Секундная энергия, расходуемая на адиабатное сжатие воздух в компрессоре,

$$E_k = H_k G_k, \quad (46)$$

где G_k — расход воздуха через компрессор;

H_k — удельная работа изоэнтروпийного сжатия воздуха в компрессоре от давления на входе p_0 до давления за компрессором p_k ,

$$H_k = \frac{k_1}{k_1 - 1} RT_0 \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} - 1 \right] = 1005 T_0 \bar{\Delta} t_k. \quad (47)$$

Функция степени сжатия $\bar{\Delta} t_k = f(\epsilon_k)$ определяется по таблицам [11] при $k_1 = 1,4$.

Очевидно, на основании величин $\eta_{т. к}$, η_T ($\eta_{т. к. и}$, $\eta_{тн}$ — в случае импульсного наддува) могут быть найдены величины адиабатного

к. п. д. компрессора в условиях его работы в системе наддува двигателя

$$\eta_{\text{ад.к}} = \frac{\eta_{\text{т.к}}}{\eta_{\text{т}}}$$

и при известном значении $\eta_{\text{с}}$ — общий коэффициент использования энергии газов $\eta_{\text{общ}}$ по формуле (45).

На режиме полного хода указанные параметры для некоторых судовых дизелей приведены в табл. 9. Для двигателя 9ДКРН 74/160 они приняты по данным [30].

Таблица 9

Значения параметров системы наддува для некоторых судовых дизелей на режиме полного хода

Тип двигателя	$\eta_{\text{т}}, \eta_{\text{т.и}}$	$\eta_{\text{ад.к}}$	$\eta_{\text{т.к}}, \eta_{\text{тк.и}}$	$\eta_{\text{общ}}$	k_E	k_N	$\eta_{\text{попр}}$
Гетаверкен DM 76/150 VGS7U	0,764	0,736	0,564	0,271	1	1	—
Зульцер 6RD76	0,751	0,756	0,568	0,403	1,083	1,017	0,939
Сторк HotI _о 8×75×160	0,69	0,76	0,527	0,298	1,7	1,465	0,86
МАН K9Z 70/120 A5	0,737	0,69	0,508	0,348	1,0	0,92	0,92
БМЗ 9ДКРН 74/160	0,697	0,62	0,43	0,311	1,59	1,38	0,871
Бурмейстер и Вайн 684VT2BF-180	0,73	0,74	0,54	0,26	1,4	1,27	0,916

Из табл. 9 видно, что значения к. п. д. турбокомпрессора при работе на двигателе существенно ниже максимальных расчетных значений, определяемых характеристиками турбины и компрессора (0,64 для системы наддува $p = \text{const}$ и 0,6 при $p_{\text{т}} = \text{var}$). Отчасти это объясняется отклонением режима от номинального. Например, на двигателе Гетаверкен повышение скоростного режима турбокомпрессора с 5100 до 5800 об/мин приводит к уменьшению коэффициента напора с 3,25 до 2,5 и повышению $\eta_{\text{т}}$ с 0,764 до 0,8.

Можно отметить также и трудности оптимального согласования расходной характеристики двигателя с характеристикой компрессора, приводящие к снижению к. п. д. компрессора до 0,7 — 0,75 против максимальных значений 0,78 — 0,82 [11].

Экономичная работа агрегата наддува отмечается на двигателе Зульцер, что обуславливается выравниванием кривой $E_{\text{т}} = f(\varphi)$ (рис. 68). На других двигателях величина $\eta_{\text{общ}}$ значительно ниже. Например, для двигателя Гетаверкен с наддувом при $p_{\text{т}} = \text{const}$ из-за больших потерь в газовыпускном тракте ($\eta_{\text{с}} = 0,48$) величина $\eta_{\text{общ}} = 0,27$. Такие же значения $\eta_{\text{общ}}$ получены на двигателях Сторк, Бурмейстер и Вайн 684 VT 2BF-180. При импульсном газотурбинном наддуве этих двигателей потери энергии в газовыпускной системе и турбокомпрессоре распределяются приблизительно поровну.

Таким образом, тщательное согласование характеристик двигателя и турбокомпрессора и снижение потерь в газовыпускной системе яв-

ляются основой эффективного использования энергии выпускных газов при наддуве. Максимальная величина $\eta_{\text{общ}}$ оценивается равной 40—43%. Получение таких значений $\eta_{\text{общ}}$ более надежно реализуется в системах импульсного комбинированного наддува с использованием ППН.

Коэффициент импульсности. Для сравнения энергии при импульсном подводе газа к турбине с энергией при постоянном потоке в работе [29] вводится понятие располагаемого k_E и действительного k_N коэффициентов импульсности

$$k_E = \frac{E_{\tau, \text{ср}}}{E_p} \quad \text{и} \quad k_N = \frac{E_{\tau, \text{д. ср}}}{E'_p},$$

здесь $E_p = G_{\tau} H_{\tau}$ — условная располагаемая энергия газов при постоянном секундном расходе $G_{\tau} = G_{\tau, \text{ср}}$, средней по времени температуре газа перед турбиной $T_{\tau, \text{ср}}$ и постоянном давлении p_{τ} , равном среднему давлению газов перед турбиной за период продувки цилиндра. Удельная работа H_{τ} при условной степени расширения $\epsilon_{\tau} = p_{\tau}/p_0$

$$H_{\tau} = 1128 T_{\tau, \text{ср}} \bar{\Delta t}_{\tau},$$

где $\bar{\Delta t}_{\tau}$ — функция степени расширения ϵ_{τ} , определяемая по таблицам [11].

Величина E'_p характеризует условную энергию на валу турбины при $p_{\tau} = \text{const}$ и расчетном к. п. д. $\eta_{\tau} = 0,8$. Очевидна следующая связь между величинами k_E и k_N

$$k_N = \frac{E_{\tau, \text{ср}}}{E_p} \frac{\eta_{\tau}}{\eta_{\tau}} = k_E \eta_{\text{попр}},$$

где $\eta_{\text{попр}}$ — поправочный коэффициент, учитывающий снижение к. п. д. турбины при работе в импульсном потоке по сравнению с расчетным значением $\eta_{\tau} = 0,8$.

Заметим, что при оговоренных условиях коэффициенты k_E , k_N не отражают фактического превышения энергии импульсного потока над энергией, вычисляемой по средним по времени параметрам газа [49]. Величины k_E , k_N в зависимости от формы и чередования импульсов газа могут быть больше и меньше единицы, т. е. по их значению можно говорить о наличии или отсутствии энергетических преимуществ импульсного подвода газа по сравнению с энергией, определяемой при $p_{\tau} = \text{const}$ за период продувки по средним значениям температуры и расхода газа. Такой прием удобен для энергетической характеристики импульсных систем наддува и при наличии опытных данных по коэффициентам k_E , k_N позволяет свести расчеты баланса мощностей и параметров наддува при $p_{\tau} = \text{var}$ к расчетам при $p_{\tau} = \text{const}$. Возможности же получения значений $1 > k_E > 1$ вытекают из графической интерпретации определения коэффициента импульсности (рис. 69). Линия E_p разделяет кривую $E_{\tau} = f(\varphi)$ на участки

с избытком (ΔE_1) и недостатком энергии (ΔE_2), что позволяет записать выражение для k_E в виде

$$k_E = \frac{\Delta \bar{E}_1 \varphi_1}{\bar{E}_p \varphi_2} - \frac{\Delta \bar{E}_2 \varphi_2}{\bar{E}_p \varphi_2} + 1, \quad (48)$$

где $\Delta \bar{E}_1$, $\Delta \bar{E}_2$ — отрезки ординат, соответствующие площадям избыточной и недостаточной работы по сравнению с ординатой \bar{E}_p .

Первый участок приходится в основном на период свободного выпуска газа, и величина отношения $\Delta \bar{E}_1 \varphi_1 / \bar{E}_p \varphi_2$ возрастает с увеличением фазы свободного выпуска и отрезка ординаты $\Delta \bar{E}_1$ и с уменьшением постоянной составляющей импульса давления p_T . Решающее влияние на увеличение этого отношения оказывает уменьшение объема выпускной системы и увеличение пропускной способности турбины, так как это приводит к росту $\Delta \bar{E}_1$ и уменьшению \bar{E}_p . На втором участке, приходящемся в основном на период продувки, на величину отношения $\Delta \bar{E}_2 \varphi_2 / \bar{E}_p \varphi_2$ при выбранных фазах газораспределения оказывает влияние уровень постоянной составляющей давления p_T и факторы, вызывающие снижение текущих параметров p_T , T_T , G_T по сравнению с их средними значениями. Очевидно, с уменьшением перепада давления на продувку цилиндра (увеличением постоянной составляющей давления p_T) и при чередовании импульсов без перекрытия фаз выпуска, когда в конце импульса текущие значения давления и расхода газа резко снижаются, отношение $\Delta \bar{E}_2 \varphi_2 / \bar{E}_p \varphi_2$ возрастает и может достигать величины первого слагаемого в выражении для k_E . В этом случае, согласно формуле (48), $k_E = 1$. Опытные данные показывают, что такие условия практически достигаются на двигателях с контурным газообменом (МАН, Зульцер), когда $k_E = 1 \div 1,08$, а $k_N = 0,92 \div 1,02$. Отсутствие энергетических преимуществ на режиме полного хода от импульсного подвода газа и предопределяет развитие систем наддува этих двигателей при $p_e > (7-8) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ по схеме постоянного давления. На двигателях с прямоточно-клапанным газообменом вследствие малого относительного объема объема системы и больших перепадов давления при продувке коэффициенты k_E , k_N существенно больше единицы ($k_E = 1,4 \div 1,7$; $k_N = 1,3 \div 1,5$), что позволяет использовать преимущества импульсного подвода газа при форсировании p_e до $(10,5 - 11) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

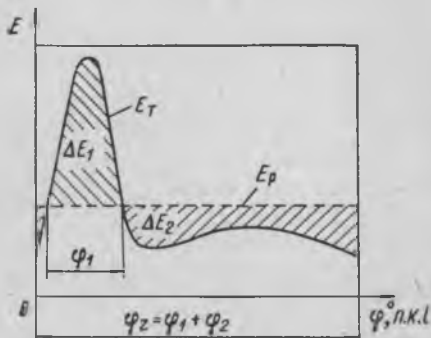


Рис. 69. К определению коэффициента импульсности

Очевидно, с уменьшением перепада давления на продувку цилиндра (увеличением постоянной составляющей давления p_T) и при чередовании импульсов без перекрытия фаз выпуска, когда в конце импульса текущие значения давления и расхода газа резко снижаются, отношение $\Delta \bar{E}_2 \varphi_2 / \bar{E}_p \varphi_2$ возрастает и может достигать величины первого слагаемого в выражении для k_E . В этом случае, согласно формуле (48), $k_E = 1$. Опытные данные показывают, что такие условия практически достигаются на двигателях с контурным газообменом (МАН, Зульцер), когда $k_E = 1 \div 1,08$, а $k_N = 0,92 \div 1,02$. Отсутствие энергетических преимуществ на режиме полного хода от импульсного подвода газа и предопределяет развитие систем наддува этих двигателей при $p_e > (7-8) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ по схеме постоянного давления. На двигателях с прямоточно-клапанным газообменом вследствие малого относительного объема объема системы и больших перепадов давления при продувке коэффициенты k_E , k_N существенно больше единицы ($k_E = 1,4 \div 1,7$; $k_N = 1,3 \div 1,5$), что позволяет использовать преимущества импульсного подвода газа при форсировании p_e до $(10,5 - 11) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

Изменение показателей системы наддува и мощности агрегатов наддува на различных режимах

Способность системы наддува удовлетворять основному требованию — эффективному использованию энергии газов на эксплуатационных режимах — выявляется при анализе изменения коэффициентов η_c , $\eta_{т.к}$, $\eta_{общ}$, k_E и мощности агрегатов наддува на различных режимах.

Для их определения по опытными кривым давления и температуры газа перед турбиной воспользуемся методикой ЦНИДИ.

В связи с большим объемом расчетных работ вычисления производились на ЭЦВМ Минск-22. Программой предусматривалось вычисление показателей по усредненным импульсам давления и температуры газа перед турбиной продолжительностью 120 и 180° п. к. в. Теоретическая энергия за фазы газообмена $\Phi_{ц}^I$, $\Phi_{ц}^{II}$ была определена по формулам (36) и (38а), а энергия, отдаваемая поршню, — по осциллограммам давления газа в цилиндре за период газообмена. Результаты расчетов приведены на рис. 70 в функции относительных оборотов \bar{n} .

Анализ кривых позволяет отметить следующие особенности использования энергии газов в системах наддува на режимах винтовой характеристики.

При импульсном газотурбинном наддуве (двигатели Бурмейстер и Вайн, Сторк) коэффициент потерь в газовыпускной системе η_c на режимах до среднего хода остается примерно постоянным, но при $\bar{n} < 0,75$ отмечается его снижение вследствие роста относительных потерь при пониженном давлении p_s . В системах комбинированного наддува с уменьшением оборотов располагаемая энергия перед турбиной E_T понижается более интенсивно, чем энергия газов в цилиндрах, и коэффициент η_c падает во всем диапазоне эксплуатационных режимов.

К. п. д. турбины имеет наибольшее значение на режиме полного хода. Снижение скоростного режима двигателя и турбины приводит к росту потерь от изменения угла атаки и вследствие усиливающейся неравномерности поступления газа по времени.

При снижении оборотов меняется режим работы компрессора и его к. п. д. $\eta_{ад.к}$. Степень снижения $\eta_{ад.к}$ при уменьшении \bar{n} зависит от характеристики системы наддува (см. гл. V). Наиболее подвержен отклонению от расчетного режима компрессор в системе последовательного комбинированного наддува, особенно при $p_T = \text{const}$. На двигателе Гетаверкен при $\bar{n} < 0,5$ компрессор работает в режиме запаривания без повышения давления.

В соответствии с изменением условий работы турбины и компрессора меняется и к. п. д. турбокомпрессора. При импульсном газотурбинном наддуве влияние режима незначительно отражается на величине $\eta_{т.к}$. В диапазоне оборотов от полного до среднего хода изменение $\eta_{т.к}$ составляет 2—3%. При комбинированном последовательном

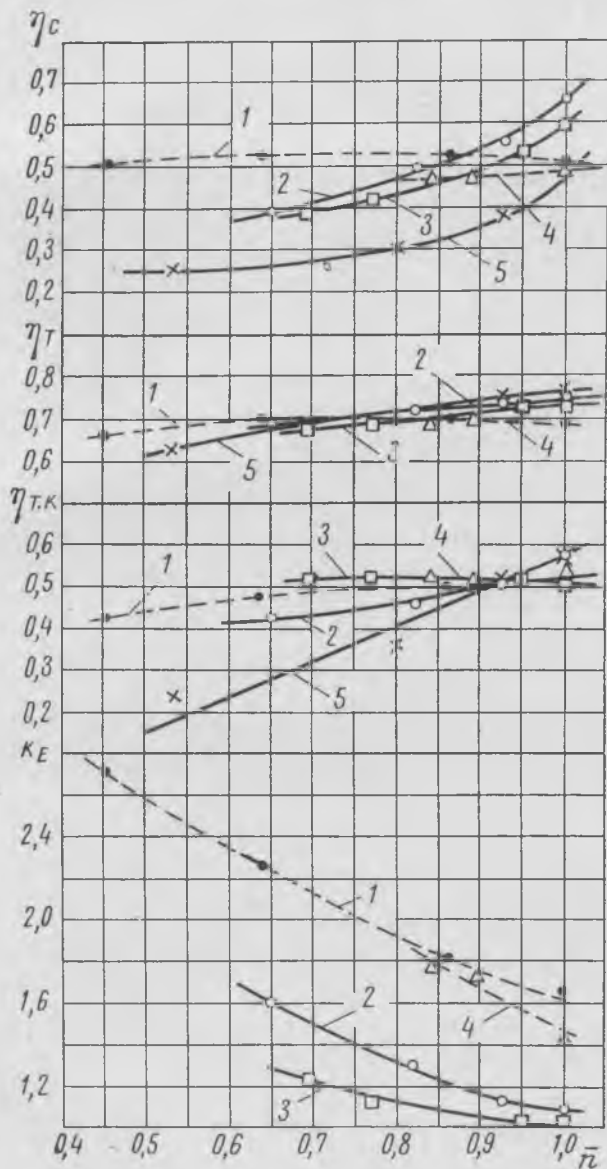


Рис. 70. Изменение параметров наддува при работе по винтовой характеристике двигателей Сторк (1), Зульцер (2), МАН (3), Бурмейстер и Вайн (4), Гетаверкен (5)

наддуве падение $\eta_{т.к}$, например при $p_t = \text{const}$, оценивается в 5% на каждые 10% снижения оборотов, что является следствием снижения к. п. д. компрессора.

Изменение показателя $\eta_{\text{общ}}$ происходит в соответствии с рассмотренными выше кривыми $\eta_c = f(n)$, $\eta_{т.к} = f(n)$.

По сравнению с наддувом при $p_t = \text{const}$ преимущества импульсного наддува в отношении использования энергии газов особенно значительны при малых ходах. Следует, однако, учитывать, что изменение $\eta_{\text{общ}}$ при $p_t = \text{const}$ определяется не только способом подвода газа (величиной η_c), но и способом наддува. В схеме последовательного комбинированного наддува полное «отключение» газотурбинной ступени давления наступает при оборотах $0,5 - 0,55 n_{\text{ном}}$.

Располагаемый коэффициент импульсности k_E закономерно возрастает с уменьшением оборотов, что является следствием снижения давления наддува p_s и постоянной составляющей давления газа перед турбиной p_t . Уменьшение p_t приводит к уменьшению недостающей энергии ΔE_2 и увеличению отношения $\Delta E_1 \cdot \varphi_1 / E_p \cdot \varphi_2$ в формуле (48).

Заметим, что повышение k_E при снижении оборотов является той важной особенностью импульсного наддува, благодаря которой достигается баланс мощностей турбины и компрессора без дополнительного нагнетателя в наиболее трудных условиях режима малого хода.

Представляет интерес сопоставление и анализ изменения мощности агрегатов наддува судовых дизелей при работе на винт.

В общем случае комбинированного наддува суммарная мощность N , расходуемая на наддув, равна

$$N = N_T + N_{п.н}$$

или в относительных величинах

$$\delta = \delta_T + \delta_{п.н},$$

где N_T — мощность на валу турбокомпрессоров;

$N_{п.н}$ — мощность, отбираемая от вала двигателя на приводные нагнетатели;

$\delta = \frac{N}{N_i}$; $\delta_T = \frac{N_T}{N_i}$; $\delta_{п.н} = \frac{N_{п.н}}{N_i}$ — соответствующие величины мощности, отнесенные к индикаторной мощности двигателя.

Мощность N_T определяется произведением величины $E_{т.д.ср}$ на число турбокомпрессоров равной производительности или суммированием мощностей турбокомпрессоров различной производительности. Мощность $N_{п.н}$ складывается из индикаторной мощности, эквивалентной работе сжатия воздуха в приводных нагнетателях, и мощности механических потерь в передаче и нагнетателях $N_{м.п.н}$

$$N_{п.н} = N_{i.п.н} + N_{м.п.н}$$

Индикаторная мощность $N_{i.п.н}$ определяется из расчета энергетического баланса или из опыта по нормальным индикаторным диаграммам. При использовании в качестве приводных нагнетателей только

подпоршневых насосов можно принять, что включение ППН не влияет на работу трения поршневых колец. Тогда $N_{м.п.н} = 0$, $N_{п.н} = N_{i.п.н}$ и вся подведенная мощность $N_{п.н}$ расходуется на сжатие воздуха в ППН.

В случае навешенных насосов возникают механические потери, вызывающие дополнительное снижение механического к. п. д. двигателя. Непосредственное определение величины $N_{м.п.н}$ на двигателе затруднительно. Для сравнительной оценки можно воспользоваться данными по механическим к. п. д. одноступенчатых двигателей с газотурбинным и комбинированным наддувом. Рассмотрим такой способ определения величины $N_{м.п.н}$ на примере сопоставления двигателей Бурмейстер и Вайн VT2BF и Гетаверкен DMVGSU. По данным стендовых испытаний величина η_m для двигателей Бурмейстер и Вайн оценивается равной 0,9, для двигателя Гетаверкен $\eta_m = 0,845$. Если допустить, что при газотурбинном наддуве на двигателе Гетаверкен $\eta_m = 0,9$, то полная мощность, отбираемая от вала на приводные нагнетатели, составит

$$N_{п.н} = N_i \Delta \eta_m,$$

где $\Delta \eta_m$ — разность механических к. п. д. двигателя с газотурбинным и комбинированным наддувом.

Для рассматриваемого случая $\Delta \eta_m = 0,9 - 0,845 = 0,055$. Тогда по величине $N_{i.п.н}$, известной для расчетного режима из условий энергетического баланса турбокомпрессора или из опыта, находим $N_{м.п.н} = N_{п.н} - N_{i.п.н}$. Для других режимов винтовой характеристики значения $N_{м.п.н}$ вычисляются по зависимости $N_{м.п.н} = kn^\beta$, где k — постоянная, а β принимается равной единице для малооборотных судовых дизелей.

Анализ кривых относительных мощностей $\delta_t, \delta_{п.н}$ в функции относительных оборотов \bar{n} при работе на винт показывает, что величины $\delta_t, \delta_{п.н}$ и их изменение зависят от степени и способа наддува двигателя. На режиме полного хода величины δ_t и $\delta = \delta_t + \delta_{п.н}$ при близких значениях ρ_i, ρ_s у двигателей Бурмейстер и Вайн VT 2BF-180 ($\rho_i = 8,96 \cdot 10^5$ Н/м², $\rho_s = 1,71 \cdot 10^5$ Н/м²), Зульцер 6RD76 ($\rho_i = 8,38 \cdot 10^5$ Н/м², $\rho_s = 1,8 \cdot 10^5$ Н/м²) и пониженных ρ_i, ρ_s у двигателя Гетаверкен ($\rho_i = 8 \cdot 10^5$ Н/м², $\rho_s = 1,66 \cdot 10^5$ Н/м²) практически одинаковы (17,5%). Для двигателей Сторк Notl₀ 8 × 75 × 160 и МАН K9Z 70/120 A5 при меньших значениях ρ_i, ρ_s (соответственно $\rho_i = 6,95 \cdot 10^5$ Н/м², $\rho_s = 1,38 \cdot 10^5$ Н/м², $\rho_i = 7,4 \cdot 10^5$ Н/м², $\rho_s = 1,36 \cdot 10^5$ Н/м²) величины δ_t и $\delta = \delta_t + \delta_{п.н}$ составляют 11%.

Однако мощности собственно турбин δ_t сравниваемых двигателей различаются в большей степени в связи с добавкой величины $\delta_{п.н}$ в схемах комбинированного наддува.

Преобладающее уменьшение мощности N_t по сравнению с N_i приводит к тому, что кривые $\delta_t = f(\bar{n})$ быстро падают с уменьшением оборотов. Из суммирования ординат кривых $\delta_t = f(\bar{n})$ и $\delta_{п.н} = f(\bar{n})$ видно, что такая же закономерность характерна и для величин $\delta = \delta_t + \delta_{п.н}$ у двигателей с комбинированным наддувом. Исключе-

ние составляет двигатель Гетаверкен с наддувом при $p_T = \text{const}$. Величина суммарной относительной мощности δ для этого двигателя достигает минимального значения ($\delta_{\text{min}} = 0,106$) при оборотах среднего хода $\bar{n} = 0,8$ и возрастает до $0,12$ при $\bar{n} = 0,5$.

Такое изменение $\delta = f(\bar{n})$ обусловливается ростом относительной мощности приводного нагнетателя $\delta_{\text{п.н}}$ вследствие увеличения составляющей $\delta_{\text{м.п.н}}$ при незначительном изменении относительной мощности $\delta_{i\text{п.н}}$. Для двигателя Гетаверкен в соответствии с особенностями последовательного комбинированного наддува при $p_T = \text{const}$ характерно также наиболее резкое возрастание кривой $\delta_T = f(\bar{n})$, практически от нулевого значения при $\bar{n} = 0,5$.

Наглядное представление о затратах мощности на приводные нагнетатели в комбинированных системах наддува дают кривые $\delta_{\text{п.н}} = f(\bar{n})$ на рис. 71. При навешенных поршневых насосах, используемых в качестве нагнетателей второй ступени в схеме последовательного комбинированного наддува (двигатель Гетаверкен), кривая $\delta_{\text{п.н}} = f(\bar{n})$ располагается выше, чем при использовании ППН. Вследствие затрат мощности на привод насосов кривая $\delta_{\text{п.н}} = f(\bar{n})$ возрастает с уменьшением оборотов и общая мощность $\delta_{\text{п.н}}$ по сравнению с работой сжатия $\delta_{i\text{п.н}}$ увеличивается в два раза при $\bar{n} = 1$ и в три раза при $\bar{n} = 0,55$.

Однако наибольшие затраты мощности на сжатие воздуха наблюдаются при использовании байпасируемых ППН на двигателе 6RD76

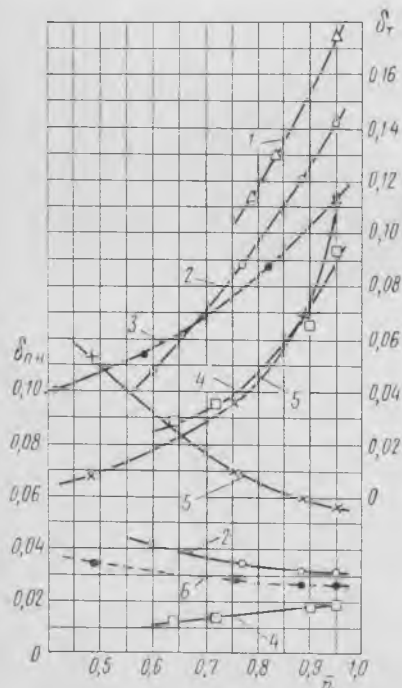


Рис. 71. Изменение относительной мощности турбин δ_T и приводных нагнетателей $\delta_{\text{п.н}}$ на режимах винтовой характеристики двигателей Бурмейстер и Вайн (1), Зульцер (2), Сторк (3); МАН (4), Гетаверкен (5) и мощности $\delta_{i\text{п.н}}$ двигателя Гетаверкен (6)

Зульцер ($\delta_{\text{п.н}} = 0,031$ при $\bar{n} = 1$ и $\delta_{\text{п.н}} = 0,041$ при $\bar{n} = 0,65$). Для двигателя МАН К9Z 70/120 А5 с импульсно-параллельным наддувом относительная мощность $\delta_{\text{п.н}}$ имеет наименьшие значения ($\delta_{\text{п.н}} = 0,019$ при $\bar{n} = 1$); характерным моментом является ее снижение при уменьшении оборотов ($\delta_{\text{п.н}} = 0,012$ при $\bar{n} = 0,68$). Как уже отмечалось, в этой схеме наддува при $\bar{n} \leq 0,75$ требуется подключение дополнительной электровоздуховки мощностью 37 кВт, что не нашло отражения при определении величины $\delta_{\text{п.н}}$.

При оценке показателей эффективности турбонаддува по результатам его исследования на двигателе не вскрываются полностью условия согласования характеристик турбокомпрессора с гидравлическими характеристиками двигателя, вопросы устойчивой работы агрегатов наддува, распределения давлений по ступеням сжатия и расходов воздуха через турбокомпрессоры и приводные нагнетатели. Совокупность этих факторов придает системе наддува определенные свойства, которые должны учитываться при анализе эксплуатационных режимов двигателя по винтовой характеристике, а иногда и по внешней при повышенном сопротивлении движению судна (обращение корпуса, буксировка, режимы траления и т. п.). Если двигатель предназначается в качестве главного в установках с электропередачей или вспомогательного, должны приниматься во внимание особенности его работы на генератор тока. Имеет также значение оценка влияния на параметры наддува температуры, давления внешней среды и состояния газозоудушного тракта.

Перечисленные задачи обычно решаются графически путем совмещения характеристики компрессора с гидравлическими характеристиками двигателя, что позволяет анализировать взаимосвязь параметров при различных условиях и в целом может быть названо характеристикой системы наддува. Заметим, что под характеристикой системы наддува иногда понимают зависимость $p_k = f(p_r)$ [46], что, однако, сужает возможность анализа параметров наддува и расходится с практикой построения характеристик лопаточных машин.

Для турбокомпрессоров в системе наддува двигателя параметры, определяющие их рабочие режимы (давление, температура, частота вращения, расход воздуха и газа), являются зависимыми переменными. Их изменение вызывается изменением режима работы двигателя, а также зависит от типа и способа включения приводного нагнетателя, состояния двигателя и внешних условий.

Для увязки характеристик двигателя и системы наддува изопараметрические и режимные кривые изображаются в функции относительного или приведенного параметра расхода воздуха $\left(\bar{G}_s, \frac{\bar{G}_s \sqrt{T_0}}{p_0} \right)$ через двигатель или группу его цилиндров. За исходные принимаются величины расчетного (номинального) режима. Поэтому расчету характеристик предшествует определение условий энергетического и массового балансов системы наддува на исходном режиме. Основой для их построения являются также характеристики компрессора, турбины, приводного нагнетателя, тип и число которых предварительно выбирают при общей компоновке системы наддува.

Определение условий энергетического и массового балансов системы наддува на расчетном режиме

В качестве расчетного режима для судовых двигателей обычно принимают режим номинальной мощности. Для этого режима заданы энергоэкономические показатели, основные коэффициенты и параметры рабочего цикла, составляющие основу детальных расчетов рабочего процесса, газообмена и наддува.

В настоящее время в СССР и за рубежом разработаны и находятся в стадии совершенствования методы расчета двигателей с использованием ЭЦВМ. Их достоинства состоят в общей увязке рабочих процессов, протекающих в цилиндрах, системах впуска, выпуска комбинированного турбопоршневого двигателя. Однако это не исключает применения более простых методов определения параметров, когда на основе опытных коэффициентов можно в предварительной стадии дать оценку правильности выбранных конструктивных соотношений и системы в целом.

Для обоснования способа наддува, кроме общего анализа требований, которым должна удовлетворять выбранная схема, имеет значение проверка возможности ее реализации на двигателе на основе расчета энергетического и массового балансов.

Рассмотрим условия составления такого баланса с использованием показателей наддува, приведенных в § 16, 17 и других источниках.

Определение мощности турбин, приводных нагнетателей, расходов, степеней сжатия воздуха и расширения газов на расчетном режиме производится на основании уравнений совместной работы агрегатов наддува. В общем случае эти уравнения имеют вид:

— уравнение баланса мощностей турбины N_T и компрессора N_K

$$N_T = N_K;$$

— уравнение расходов воздуха через компрессоры G_K , приводные нагнетатели $G_{п.н}$, двигатель G_S и газов через турбину G_T

$$G_K + G_{п.н} = G_S,$$

$$\beta G_S \approx G_T;$$

— уравнение баланса степеней сжатия и расширения

$$\varepsilon_{т. общ} = \varepsilon_{общ} \varepsilon_{к. общ},$$

где $\beta = \frac{\alpha_{\Sigma} L'_0 + 1}{\alpha_{\Sigma} L'_0}$ — коэффициент, учитывающий общее увеличение расхода газов по сравнению с расходом воздуха;

$\varepsilon_{т. общ}$ — общая степень расширения газов, равная произведению степеней последовательно включенных турбин;

$\varepsilon_{к. общ}$ — общая степень сжатия, равная произведению степеней сжатия последовательно включенных компрессоров;

$\xi_{\text{общ}}$ — общий коэффициент потери давления во всех точках продувочно-выпускного тракта, равный произведению коэффициентов потери давления в фильтрах компрессора $\xi_{\text{ф}}$, в воздухоохладителях $\xi_{\text{в}}$, в цилиндре при продувке $\xi_{\text{п}}$, в выпускном трубопроводе до турбины $\xi_{\text{г}}$ и после турбины $\xi_{\text{от}}$.

В сумме потерь давления от входного устройства компрессора и до выпускной трубы потери давления при продувке $\Delta p_{\text{п}}$ являются наибольшими. Величина $\Delta p_{\text{п}}$ определяет пропускную способность двигателя и условия баланса мощностей турбины и компрессора. В связи с этим сечения органов газораспределения надо выбирать не только из соображений организации процессов газообмена (отсутствие значительного заброса газов, получение допустимых средних скоростей истечения), но и обеспечения минимальной потери давления при продувке цилиндра. Величина

$$\xi_{\text{п}} = 1 - \frac{\Delta p_{\text{п}}}{p_s} = \frac{p_r}{p_s}$$

зависит от способа подвода газа к турбине, типа продувки и давления наддува (рис. 72). При импульсном подводе газа к турбине и прямоточно-клапанном газообмене на двигателе Бурмейстер и Вайн продувка цилиндра протекает с наибольшим перепадом $\Delta p_{\text{п}}$. С уменьшением

давления p_s величина $\xi_{\text{п}}$ быстро возрастает, за исключением двигателя Зульцер 6RD76, где вследствие подачи воздуха на продувку подпоршневым насосом коэффициент $\xi_{\text{п}}$ при пониженных значениях p_s сохраняется на уровне $\xi_{\text{п}} = 0,932$.

Соответствие выбранного значения $\xi_{\text{п}}$ и сечений газораспределительных органов может быть проверено по формуле истечения для малых перепадов давления

$$\xi_{\text{п}} = 1 - \frac{G_s^2}{(\mu F_{\text{эКВ}})^2 2\rho_s p_s}, \quad (49)$$

где $F_{\text{эКВ}}$ — эквивалентное сечение впускных и выпускных органов цилиндров двигателя,

$$F_{\text{эКВ}} = \frac{F_{\text{п}\Sigma} F_{\text{в}\Sigma}}{\sqrt{F_{\text{п}\Sigma}^2 + F_{\text{в}\Sigma}^2}};$$

$\mu = 0,5 \div 0,7$ — результирующий коэффициент расхода газораспределительных органов цилиндров двигателя.

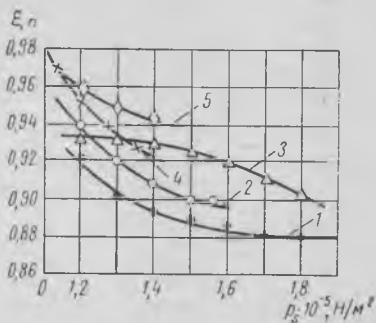


Рис. 72. Изменение коэффициента потери давления при продувке в зависимости от давления наддува при работе на винт двигателей Бурмейстер и Вайн (1), Гетаверкен (2), Зульцер (3), Сторк (4), МАН (5)

Суммарное сечение впускных $F_{п\Sigma}$ и выпускных органов $F_{в\Sigma}$ цилиндров двигателя определяется из соотношений:

$$F_{п\Sigma} = i \frac{n}{60} \int F_{п} dt;$$

$$F_{в\Sigma} = i \frac{n}{60} \int F_{в} dt,$$

где $\int F_{п} dt$, $\int F_{в} dt$ — соответствующие величины действительного время—сечения продувки и принудительного выпуска для впускных и выпускных органов на расчетном режиме (с учетом возможного заброса газов).

Заметим, что при малых значениях $\xi_{п}$ и газотурбинном наддуве затрудняется балансирование мощностей турбины и компрессора, а при комбинированном наддуве возрастают затраты энергии на приводной нагнетатель. Увеличение же пропускной способности двигателя $\mu F_{э\text{кв}}$ с целью увеличения $\xi_{п}$ должно быть согласовано с величиной потерянного хода поршня μ_s , принятого в расчете рабочего процесса и газообмена. Только после тщательного согласования величин μ_s и $\mu F_{э\text{кв}}$ можно приступить к расчету энергетического баланса.

В общем случае при импульсном подводе газа к турбине условие баланса мощности турбины и компрессора будет иметь вид:

$$G_{т} 1128 T_{т} \bar{\Delta} t_{т} \eta_{т.и} \eta_{ад.к} k_E = G_{к} 1005 T_{т} \bar{\Delta} t_{к}. \quad (50)$$

Входящие в уравнение (50) величины определяют в зависимости от выбранной схемы наддува на основании опытных данных и расчетных соотношений.

Средняя температура газов перед турбиной $T_{т}$ может оцениваться различными методами [35, 39]. В связи с неоднородностью состава газа, изменением параметров состояния, теплоемкости, переходом части кинетической энергии потока в тепловую, теплообменом со стенками точное определение температуры газа перед турбиной расчетным путем затрудняется. Поэтому обычно исходят из упрощающих предпосылок, рассматривая, например, выпускные газы как однородную смесь, состоящую из продуктов сгорания и воздуха. Для судовых дизелей с изолированными выпускными трубопроводами более надежный результат получается при использовании опытных данных по тепловым балансам двигателей. Тогда температура $T_{т}$ может быть вычислена из уравнения количества тепла, теряемого с выпускными газами по их состоянию перед турбиной. При сгорании 1 кг топлива

$$Q_{н} q_{т} = (\varphi_a \alpha_{ц} L_0 + 1) c_p T_{т} - \varphi_a \alpha_{ц} L_0 c_p T_s,$$

откуда

$$T_{т} = \frac{\varphi_a \alpha_{ц} L_0 c_p T_s + Q_{н} q_{т}}{(\varphi_a \alpha_{ц} L_0 + 1) c_p}.$$

Для приближенных расчетов можно пренебречь различием количества воздуха и газов $\left(\frac{\varphi_a \alpha_{ц} L_0}{\varphi_a \alpha_{ц} L_0 + 1} \approx 0,97 - 0,98 \right)$, их теплоемкостей

c_p , c_p , зависимость теплоемкости c_p от температуры. Тогда расчетная формула

$$T_{\tau} = T_s + \frac{Q_{II} q_{\tau}}{(\varphi_a \alpha_{II} L'_0 + 1) c_p}.$$

Низшая теплота сгорания Q_H в расчетах может приниматься равной $4187 \cdot 10^5$ Дж/кг, средняя теплоемкость выпускных газов $c_p = (1050 - 1100)$ Дж/кг·К. Относительная потеря тепла с выпускными газами q_{τ} по состоянию перед турбиной наиболее правильно оценивается по данным тепловых балансов и для малооборотных двухтактных двигателей $q_{\tau} = 0,4 \div 0,46$. Большие значения относятся к двигателям с прямоточно-клапаным газообменом, особенно при импульсном подводе газа к турбине, когда из-за раннего открытия выпускных органов потери тепла с выпускными газами несколько возрастают.

Относительные перепады температур $\bar{\Delta}t_k$, $\bar{\Delta}t_{\tau}$ как функции соответствующих степеней сжатия воздуха в компрессоре при $k_1 = 1,4$

$$\bar{\Delta}t_k = \varepsilon_k^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1$$

и расширения газов в турбине ε_{τ} при $k = 1,34$

$$\bar{\Delta}t_{\tau} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_{\tau}^{\frac{k-1}{k}}}$$

находят по таблицам [11].

При определении степени расширения газов в турбине $\varepsilon_{\tau} = p_{\tau}/p_{от}$ сопротивление выпускного тракта от цилиндра до турбины $\Delta p_{\tau} = p_{\tau} - p_{\tau}$ учитывается коэффициентом потери давления

$$\xi_{\tau} = 1 - \frac{\Delta p_{\tau}}{p_{\tau}}.$$

По опытным данным величина $\xi_{\tau} = 0,96 \div 0,98$.

Давление $p_{от}$ зависит от сопротивления выпускного тракта за турбиной

$$\Delta p_{от} = p_{от} - p_6,$$

где p_6 — барометрическое давление, обычно принимается равным $p_6 = 103\,300$ Н/м².

При наличии утилизационных котлов и глушителей величина $\Delta p_{от}$ не превышает 2000—3000 Н/м². Отсюда коэффициент потери давления в тракте за турбиной $\xi_{от} = 1 - \frac{\Delta p_{от}}{p_{от}}$ оценивают равным 0,97 — 0,98.

С учетом коэффициентов ξ_{τ} , $\xi_{от}$ степень расширения в турбине

$$\varepsilon_{\tau} = \frac{p_{\tau} \xi_{\tau} \xi_{от}}{p_6}.$$

Степень сжатия в компрессоре ε_{κ} можно определять без учета потери давления в фильтре-глушителе компрессора Δp_{ϕ} . Для турбокомпрессоров судовых дизелей величина $\Delta p_{\phi} = p_{\phi} - p_0$ составляет 350—500 Н/м²; в эксплуатации допускается ее увеличение до 1000 Н/м². Тогда, принимая $p_0 \approx p_{\phi}$, получим

$$\varepsilon_{\kappa} = \frac{p_{\kappa}}{p_0} \approx \frac{p_{\kappa}}{p_{\phi}}$$

При большом разрежении на всасывании компрессора потеря давления учитывается коэффициентом $\xi_{\phi} = 1 - \frac{\Delta p_{\phi}}{p_{\phi}}$ и степень сжатия

$$\varepsilon_{\kappa} = \frac{p_{\kappa}}{p_{\phi} \xi_{\phi}} = \frac{p_s}{p_0 \xi_{\phi} \xi_v}$$

где $\xi_v = 1 - \frac{\Delta p_v}{p_{\kappa}}$ — коэффициент потери давления в воздухоохладителе после компрессора.

Для воздухоохладителей систем наддува судовых дизелей $\Delta p_v = 1000 \div 2000$ Н/м² и соответственно $\xi_v = 0,985 \div 0,995$.

При выбранных коэффициентах потерь давления для отдельных участков газовойдушного тракта общая потеря давления оценивается коэффициентом

$$\xi_{\text{общ}} = \xi_{\phi} \xi_v \xi_{\text{п}} \xi_{\text{г}} \xi_{\text{от}}$$

а соотношение степеней сжатия и расширения равно

$$\frac{\varepsilon_{\kappa}}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{1}{\xi_{\text{общ}}}$$

В уравнение (50) в общем случае входит к. п. д. импульсной турбины $\eta_{\tau. и}$. Импульсная турбина имеет более низкий к. п. д., чем турбина постоянного давления, вследствие изменения отношения скоростей u/c при срабатывании импульса, перетекании газов в разделенном сопловом аппарате. Степень такого снижения оценивается, по опытным данным, поправочным коэффициентом $\eta_{\text{попр}}$ к к. п. д. турбины постоянного потока η_{τ} [29]

$$\eta_{\tau. и} = \eta_{\text{попр}} \eta_{\tau}$$

где $\eta_{\tau} = 0,8$ — расчетный к. п. д. турбины постоянного потока.

Для судовых малооборотных двигателей значения $\eta_{\text{попр}}$ на режиме полного хода приведены в табл. 9. При газотурбинном наддуве с числом цилиндров на турбину, не кратным трем, и давлении наддува $(1,35 - 1,5) \cdot 10^5$ Н/м² величина $\eta_{\text{попр}}$, по данным работы [17], составляет 0,75 — 0,85.

Меньшие значения относятся к ИГТ с разделенным сопловым аппаратом ввиду перетекания газов через направляющие лопатки части соплового венца, примыкающего к различным подводам турбины. Для газотурбинного наддува с числом цилиндров на турбину, кратным трем, величина $\eta_{\text{попр}} = 0,86 \div 0,9$ и возрастает до 0,92 при повышении p_s до $1,75 \cdot 10^5$ Н/м². Комбинированный наддув также способст-

вует повышению коэффициента $\eta_{\text{попр}}$ до 0,92 — 0,94 вследствие примерно равного распределения энергии по фазам импульса (см. двигатели МАН, Зульцер, табл. 9).

Для осевых одноступенчатых турбин, работающих на газах постоянного потока, эффективный к. п. д. η_t согласно ГОСТ 9658—66 должен находиться в пределах 0,76 — 0,80. Большие значения относятся к ТПД с диаметром колеса свыше 300 мм.

Адиабатный к. п. д. компрессора $\eta_{\text{ад.к}}$ зависит от размеров и конструкции компрессора. Величина $\eta_{\text{ад.к}}$ по ГОСТ 9658—66 на заданном режиме должна быть не менее 0,75 — 0,80. Более высокие значения относятся к компрессорам с лопаточным диффузором и диаметром колеса свыше 300 мм.

В уравнение (50) также входит k_E — коэффициент импульсности.

Напомним, что величина k_E представляет отношение располагаемой энергии газа импульсного потока $E_{t, \text{ср}}$ перед турбиной к энергии газа постоянного потока E_p при давлении p_t за период продувки, средней за цикл температуре газа T_t и среднем расходе G_t . Для этих условий сравнения коэффициент импульсности характеризует энергетические преимущества импульсного наддува по сравнению с наддувом при $p_t = \text{const}$ по состоянию газов перед турбиной.

Достигнутые в системах импульсного наддува малооборотных судовых дизелей значения коэффициента k_E приведены на рис. 73 в функции давления наддува. Кривые $k_E = f(p_s)$ отражают влияние способа газообмена и давления наддува на величину k_E при работе на винт. Учитывая погрешности измерений, возможные значения коэффициента k_E для различных типов двигателя определяются заштрихованной областью.

Решая уравнение (50) относительно k_E , получим

$$k_E = 0,89 \frac{G_k}{G_t} \frac{T_0 \Delta t_k}{T_t \Delta t_t \eta_{t.к.и}}, \quad (51)$$

где $0,89 = \frac{1005}{1128}$ — постоянная;

$\eta_{t.к.и} = \eta_t \cdot \eta_{\text{ад.к}}$ — к. п. д. турбокомпрессора при импульсном подводе газа.

По этой формуле определяют величину k_E только для систем газотурбинного наддува. Полученное значение k_E при выбранных пара-

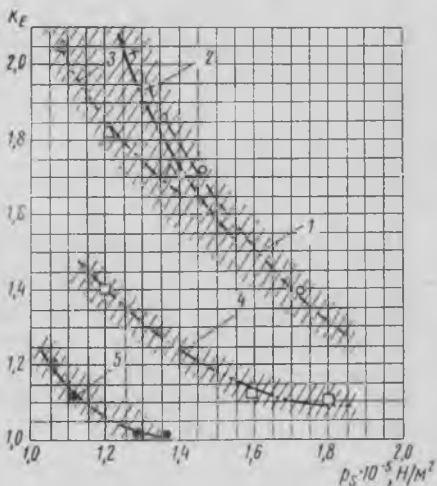


Рис. 73. Зависимость $k_E = f(p_s)$ для судовых малооборотных двигателей Бурмейстер и Вайн 684VT2BF-180 (1), 574VTBF-160 (2), Сторк (3), Зульцер (4), МАН (5)

метрах $G_k = G_t, T_0, T_t, \epsilon_t, \epsilon_k, \eta_{т.к.}$ и равно необходимому коэффициенту импульсности $k_{Eн}$. Необходимому в том смысле, что при этом значении $k_{Eн}$ удовлетворяется условие баланса мощностей турбины и компрессора. Последующее сравнение величины k_E с действительными значениями k_E , достигнутыми в реальных системах импульсного газотурбинного наддува (рис. 73), показывает, в какой мере мощность турбины достаточна для получения требуемого давления p_k . Возможны три случая сравнения:

- 1) $k_E > k_{Eн}$ — баланс мощностей турбины и компрессора достигается с некоторым запасом;
- 2) $k_E = k_{Eн}$ — расчетные условия баланса мощностей совпадают с действительными;
- 3) $k_E < k_{Eн}$ — при заданных параметрах наддува не обеспечивается баланс мощностей турбины и компрессора.

В первом случае допустимое превышение величины k_E по сравнению с $k_{Eн}$ оценивается в 5%.

При больших отклонениях k_E от $k_{Eн}$ возможности импульсного наддува используются не полностью, т. е. при условии $k_E = k_{Eн}$ может быть увеличен расход воздуха на двигатель и понижена температура газов T_t , например путем увеличения коэффициента φ_a , или повышено давление наддува p_s по сравнению с заданным. Во втором случае не требуется корректирования параметров наддува.

В третьем случае, когда $k_E < k_{Eн}$, должны быть проанализированы возможности достижения условия $k_E = k_{Eн}$, т. е. приняты меры по снижению величины $k_{Eн}$ путем уменьшения потерь энергии в газозоудушном тракте (коэффициенты $\xi_b, \xi_n, \xi_g, \xi_{от}$), увеличения к. п. д. турбокомпрессора $\eta_{т.к.}$ и температуры выпускных газов T_t в допустимых пределах, или меры по увеличению коэффициента импульсности k_E , например, выбором более рациональной группировки числа цилиндров, работающих на одну турбину [66]. Если такая корректировка параметров или конструктивные изменения не позволяют получить равенство $k_E = k_{Eн}$, то следует переходить на систему комбинированного наддува.

В комбинированных схемах балансирование мощностей турбины и компрессора значительно упрощается. Путем уменьшения расхода воздуха через компрессор (уменьшением отношения G_k/G_t — параллельные схемы наддува) или снижением степени сжатия воздуха в компрессоре (уменьшением отношения ϵ_k/ϵ_t , а следовательно, и $\Delta t_k/\Delta t_t$ — последовательные схемы наддува) имеется возможность уменьшить значение $k_{Eн}$ до величины k_E при сохранении параметров T_t и $\eta_{т.к.}$. Следовательно, при комбинированном наддуве и импульсном подводе газов к турбине прежде всего надо оценить энергетические возможности импульсного наддува. Для этого по величине давления p_s , с учетом особенностей двигателя и принятой схемы наддува, оценивается величина действительного коэффициента импульсности k_E (рис. 73).

Тогда при равенстве $k_{E_n} = k_E$ балансные отношения $(G_k/G_T)_6$, $(\bar{\Delta}t_k/\bar{\Delta}t_T)_6$ найдутся из уравнения (51):

— для параллельного наддува

$$\left(\frac{G_k}{G_T}\right)_6 = \frac{T_T \bar{\Delta}t_T \eta_{T.к.и} k_E}{0,89 T_0 \bar{\Delta}t_k}; \quad (52)$$

— для последовательного наддува при $G_T/G_k = 1$

$$\left(\frac{\Delta t_k}{\Delta t_T}\right)_6 = \frac{T_T \eta_{T.к.и} k_E}{0,89 T_0}. \quad (53)$$

Соответствующие балансным значениям $(G_k/G_T)_6$, $(\bar{\Delta}t_k/\bar{\Delta}t_T)_6$ расход воздуха G_k или степень сжатия в компрессоре ϵ_k при полном возможном использовании энергии импульса будут:

— в схеме параллельного наддува

$$G_k = \left(\frac{G_k}{G_T}\right)_6 G_s;$$

— в схеме последовательного наддува

$$\bar{\Delta}t_k = \left(\frac{\bar{\Delta}t_k}{\bar{\Delta}t_T}\right)_6 \bar{\Delta}t_T;$$

$$\epsilon_k = f(\Delta t_k).$$

Если для двигателя обоснована система наддува с ТПД, то коэффициент импульсности $k_E = 1$. В этом случае возможна только комбинированная схема наддува и отношения $(G_k/G_T)_6$ или $(\bar{\Delta}t_k/\bar{\Delta}t_T)_6$, при которых в зависимости от схемы наддува условие $N_T = N_k$ находят из уравнения (51) при $k_E = 1$ и выбранных значениях T_0 , T_T , $\eta_{T.к.и}$.

Таким образом, производится согласование параметров наддува непосредственно по формуле (51) при соблюдении равенства $N_T = N_k$.

Возможности анализа и оценка параметров наддува упрощаются, если воспользоваться номограммой энергетического баланса системы турбонаддува (рис. 74). Номограмма представляет собой графическое решение уравнения (51). В правом верхнем квадранте показана зависимость условного коэффициента импульсности $k_{E_{усл}}$ от давления p_k для различных постоянных отношений ϵ_k/ϵ_T . Условность коэффициента импульсности $k_{E_{усл}}$ состоит в том, что он определен для некоторой условной системы наддува, характеризуемой следующими равенствами: $G_k/G_T = 1$; $T_0/T_T = \eta_{T.к.и} = 0,5$.

Нетрудно видеть, что при этих условиях из уравнения (51) имеем

$$k_{E_{усл}} = 0,89 \frac{\bar{\Delta}t_k}{\bar{\Delta}t_T}. \quad (54)$$

Задаваясь различными постоянными величинами отношения ϵ_k/ϵ_T (от 0,8 до 1,2) и учитывая зависимость $\bar{\Delta}t_k = f(\epsilon_k)$, $\bar{\Delta}t_T = f(\epsilon_T)$, по формуле (54) можно рассчитать кривые $k_{E_{усл}} = f(p_k, \epsilon_k/\epsilon_T)$ при $p_0 = 10^5 \text{ Н/м}^2$.

Для перехода от условных величин $k_{E \text{ усл}}$ к значениям необходимого коэффициента импульсности $k_{E \text{ н}}$ (при параметрах T_0/T_T , G_K/G_T , $\eta_{\text{т.к.н}}$, отличных от значений, определяемых равенствами $G_K/G_T = 1$, $T_0/T_T = \eta_{\text{т.к.н}}$), на номограмме рис. 74 вводится коррекция на отношение температур T_0/T_T (II квадрант), величину к. п. д. турбокомпрессора (III квадрант) и отношение расходов воздуха и газов G_K/G_T (IV квадрант). Здесь же приведена шкала $k_{E \text{ н}}$. Очевидно, при $G_K/G_T = 1$; $T_0/T_T = \eta_{\text{т.к.н}}$ величины коэффициентов импульсности, определяемые по шкалам $k_{E \text{ усл}}$ и $k_{E \text{ н}}$, будут одинаковыми.

Порядок нахождения величины $k_{E \text{ н}}$ при других исходных данных показан стрелками на рис. 74. Например, при $p_K = 1,75 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$, $\epsilon_K/\epsilon_T = 1,15$, $T_0/T_T = 0,415$, $\eta_{\text{т.к.н}} = 0,45$, $G_K/G_T = 1$ для газотурбинного одноступенчатого наддува (см. схему 1, рис. 40) условие $N_T = N_K$ достигается при $k_E = 1,42$. Сравнение величины с опытным значением $k_{E \text{ н}} = 1,38$ (рис. 73, кривая 1) показывает, что при выбранных параметрах наддува баланс мощностей турбины и компрессора удовлетворяется при числе цилиндров, кратном трем. Отметим следующие характерные положения, вытекающие из анализа кривых $k_{E \text{ усл}} = f(p_K, \epsilon_K/\epsilon_T)$ (рис. 74).

Условия баланса мощностей турбины и компрессора существенно зависят от давления p_K , сопротивления тракта (отношения ϵ_K/ϵ_T) и схемы наддува.

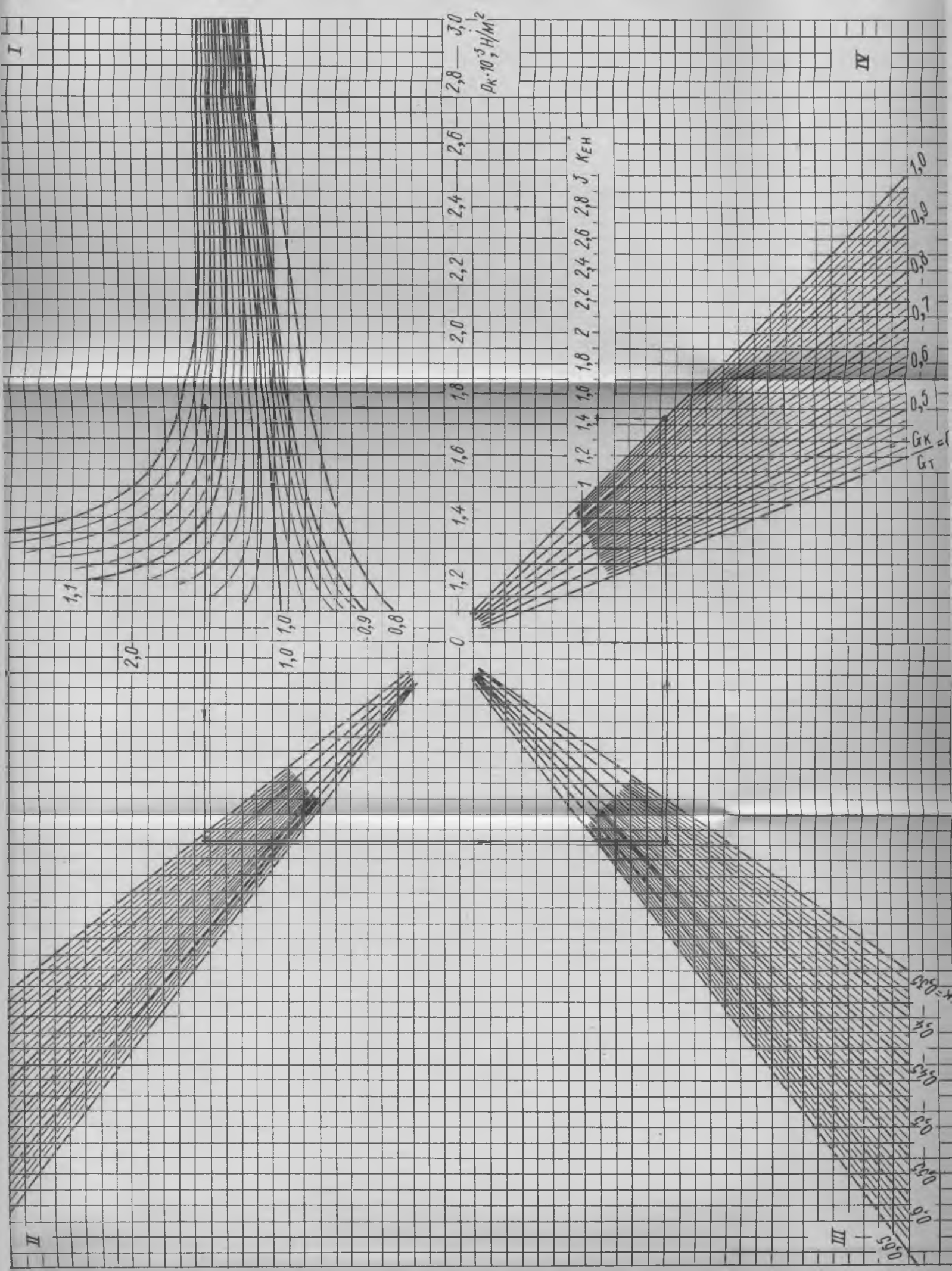
При газотурбинном и параллельном комбинированном наддуве по мере снижения давления p_K затраты энергии на преодоление сопротивлений тракта относительно возрастают и балансирование турбокомпрессора усложняется.

Для условной системы наддува коэффициент импульсности $k_{E \text{ усл}}$ возрастает с уменьшением давления p_K и тем значительнее, чем больше отношение ϵ_K/ϵ_T .

В схемах последовательного комбинированного наддува сопротивление тракта преодолевается второй ступенью давления ($\epsilon_K/\epsilon_T \leq 1$), коэффициент импульсности $k_{E \text{ усл}}$ падает с уменьшением давления p_K и балансирование мощностей турбины и компрессора не вызывает затруднений. Кривые $k_{E \text{ усл}} = f(p_K)$ также показывают, что с увеличением давления наддува ($p_K > 1,7 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$) относительное влияние сопротивлений тракта на баланс мощностей уменьшается и коэффициент импульсности $k_{E \text{ усл}}$ в меньшей степени зависит от давления p_K .

В области, где $\epsilon_K/\epsilon_T \gg 1$, значения $k_{E \text{ усл}} > 1$. Следовательно, в случае равенства $T_0/T_T = \eta_{\text{т.к.н}}$ газотурбинный наддув может быть осуществлен только при импульсном подводе газа к турбине. Для наддува с $p_T = \text{const}$, когда $k_E = 1$, возможны лишь комбинированные схемы наддува: последовательные в области, где $\epsilon_K/\epsilon_T \leq 1$ при $G_K/G_T = 1$, параллельные в области, где $\epsilon_K/\epsilon_T > 1$ при $G_K/G_T < 1$ и последовательно-параллельные, где $\epsilon_K/\epsilon_T \leq 1$ при $G_K/G_T < 1$.

Из рис. 74 следует, что для каждого постоянного отношения ϵ_K/ϵ_T в интервале $1,2 > \epsilon_K/\epsilon_T > 1$ имеется свой диапазон давлений p_K .



В этом случае коэффициент импульсности $k_{E \text{ усл}}$ достигает минимальных значений, т. е. для балансирования мощностей турбины и компрессора требуются минимальные затраты энергии.

В результате определения условий энергетического баланса для расчетного режима находят давление и температуру воздуха и газов по ступеням сжатия и расширения, а также адиабатные напоры компрессора ($H_k = 1005 \cdot T_0 \cdot \Delta t_k$), приводного нагнетателя ($H_{п.н} = 1005 \cdot T_{оп.н} \cdot \Delta t_{п.н}$), турбины ($H_T = 1128 T_T \cdot \Delta t_T$).

Для комбинированных схем дополнительно оценивают: отношение степеней сжатия в последовательной схеме $\epsilon_k/\epsilon_{общ} = 0,9 \div 0,93$ и долю воздуха, подаваемую компрессором и приводным нагнетателем в параллельной схеме, $g_k = G_k/G_s = 0,75 \div 0,8$; $g_{п.н} = 1 - g_k = 0,25 \div 0,2$.

После выбора типа и числа турбокомпрессоров и приводных нагнетателей определяются мощность турбины, компрессора и приводного нагнетателя на расчетном режиме.

§ 19 Приближенный метод расчета гидравлических характеристик продувочно-выпускного тракта

По данным исходного режима и на основании выбора типа и числа нагнетателей изменение параметров и условий работы агрегатов наддува на других режимах может быть проанализировано путем построения характеристики системы наддува. Поскольку она получается совмещением характеристик компрессора и двигателя, то при известной зависимости $\epsilon_k = f(G_k, n_k)$ задача сводится к определению расходной характеристики двигателя $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$, где \bar{G}_s — относительный расход воздуха через двигатель. Зависимость $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ является основной в гидравлических характеристиках продувочно-выпускного тракта, включающих также кривые давления газа за цилиндрами $p_r/p_0 = f(\bar{G}_s)$, перед турбиной $p_T/p_0 = f(\bar{G}_s)$ и за турбиной $p_{от}/p_0 = f(\bar{G}_s)$. Гидравлические характеристики используются при построении характеристики системы наддува и имеют самостоятельное значение для анализа перепадов и потерь давления при продувке, в турбине и в трубопроводе за турбиной на различных режимах.

В расчете изменения давления в функции расхода обычно исходят из формул для установившегося движения воздуха и газов через цилиндры, выпускной тракт и турбину. Газораспределительные органы двигателя заменяют соплом эквивалентной пропускной способности $\mu F_{эКВ}$ [см. формулу (49)]. При этом значения $\mu F_{эКВ}$, давлении и температуре воздуха в ресивере p_s, T_s , перепаде давления на продувку цилиндров $\Delta p_{п} = p_s - p_r$ обеспечивается действительный расход воздуха на двигатель G_s . Величина μ имеет значение условного результирующего коэффициента расхода, учитывающего также откло-

нения действительных процессов истечения от принятых в упрощенной схеме.

По аналогии с величиной $\mu F_{\text{экв}}$ сечение направляющих и рабочих лопаток турбины заменяется соплом эквивалентной пропускной способности μF_T .

Поскольку и при импульсном подводе газа к турбине давление p_s определяется в основном противодавлением на выпуске p_r за период продувки [2, 49], то метод расчета характеристик является общим для двигателя с наддувом при постоянном давлении газа и при импульсном его подводе к турбине. Влияние способа подвода газа к турбине учитывается по параметрам исходного режима, а при частичных нагрузках или изменении условий работы двигателя отражается на кривых $p_T/p_0 = f(\bar{G}_s)$, $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ в той мере, в какой импульсный наддув влияет на изменение температуры выпускных газов и отношение давлений $p_{от}/p_T$, p_r/p_s за фазу продувки цилиндров.

Для равновесных режимов расход воздуха и газов по сечениям тракта принимается одинаковым. Увеличением расхода газов через турбину G_T по сравнению с расходом воздуха через двигатель G_s на 2,5 — 3% из-за расхода топлива обычно пренебрегают. Величина этой разности несколько уменьшается вследствие протечек газа через поршневые кольца.

Исходными для расчета характеристик являются уравнения относительного расхода воздуха через двигатель

$$\frac{G'_s}{G_s} = \frac{\mu F'_{\text{экв}} \sqrt{p'_s p'_s} \psi'_s}{\mu F_{\text{экв}} \sqrt{p_s p_s} \psi_s} \quad (55)$$

и газов через турбину

$$\frac{G'_T}{G_T} = \frac{G'_s}{G_s} = \frac{\mu F'_T \sqrt{p'_T \rho'_T} \psi'_T}{\mu F_T \sqrt{p_T \rho_T} \psi_T} \quad (56)$$

Заменяя плотность воздуха и газов из уравнения состояния $\rho_s = p_s/RT_s$, $\rho_T = p_T/RT_T$, найдем отношения:

$$\frac{p'_s}{p_0} = \frac{\mu F'_{\text{экв}} G'_s p_s \sqrt{T'_s} \psi'_s}{\mu F_{\text{экв}} G_s p_0 \sqrt{T_0} \psi'_s}; \quad (57)$$

$$\frac{p'_T}{p_0} = \frac{\mu F'_T G'_s p_T \sqrt{T'_T} \psi'_T}{\mu F_T G_s p_0 \sqrt{T_T} \psi'_T}. \quad (58)$$

Здесь величины со штрихом относятся к новому режиму или к новым условиям работы, величины без штриха известны и характеризуют исходный режим. В уравнениях (57), (58) величинами ψ_s , ψ_T обозначены функции отношения давлений газа за цилиндрами p_r к давлению воздуха в ресивере p_s

$$\psi_s = \sqrt{2 \frac{k_1}{k_1 - 1} \left[\left(\frac{p_r}{p_s} \right)^{2/k_1} - \left(\frac{p_r}{p_s} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} \right]} \quad (59)$$

и давления газа за турбиной $p_{от}$ к давлению перед турбиной p_T

$$\psi_T = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_{от}}{p_T} \right)^{2/k} - \left(\frac{p_{от}}{p_T} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (60)$$

Давления за цилиндрами p_r и за турбиной $p_{от}$ связаны с соответствующими давлениями p_T и p_0 через коэффициенты потерь давления в выпускном тракте до турбины $\xi_r = p_r/p_T$ и в выпускном тракте после турбины $\xi_{от} = p_0/p_{от}$.

Для сечений тракта относительные гидравлические сопротивления $\Delta p/\bar{p}$ можно считать пропорциональными квадрату параметра расхода $\bar{G}\sqrt{\bar{T}/\bar{p}}$ [24]. При этом необходимо иметь в виду, что заметное изменение относительных гидравлических сопротивлений на частичных нагрузках происходит лишь на входе в компрессор и на выпуске из турбины. В связи с этим, а также учитывая незначительную величину гидравлического сопротивления выпускного трубопровода до турбины, для приближенных расчетов принимается равенство коэффициентов потерь давления $\xi_r = \xi'_{от}$.

По тем же соображениям изменение потери давления в выпускном трубопроводе после турбины принимаем пропорциональным квадрату расхода газа

$$\frac{\Delta p'_{от}}{\Delta p_{от}} = \left(\frac{G'_s}{G_s} \right)^2.$$

Тогда выражение для расчета кривой $p'_{от}/p_0 = f(\bar{G}_s)$ будет иметь вид

$$\frac{p'_{от}}{p_0} = 1 + \left(\frac{G'_s}{G_s} \right)^2 \left(\frac{p_{от}}{p_0} - 1 \right). \quad (61)$$

Исключение составляют режимы при повышенном сопротивлении выпуску, например вследствие заноса поверхностей нагрева утилизационного котла, отложений в глушителе, влияние которых на протекание гидравлических характеристик анализируют отдельно.

Для судовых дизелей перепад давления при продувке цилиндра Δp_n обычно не превышает $0,2 \cdot 10^5$ Н/м² и величина $\xi_n = p_r/p_s \geq 0,85$. Учитывая характер зависимости $\psi_s = f(p_r/p_s)$ и небольшой перепад давления Δp_n , для определения давления перед впускными органами можно воспользоваться уравнением относительного расхода воздуха без учета сжимаемости

$$\frac{G'_s}{G_s} = \frac{\mu F'_{эКВ} \sqrt{p'_s} \sqrt{T_s(p'_s - p_r)}}{\mu F_{эКВ} \sqrt{p_s} \sqrt{T'_s(p_s - p_r)}}. \quad (62)$$

После несложных преобразований расчетное уравнение преобразуется в квадратное относительно искомой величины p'_s/p_0

$$\left(\frac{p'_s}{p_0}\right)^2 - \frac{p'_r}{p_0} \frac{p'_s}{p_0} = \left(\frac{\mu F_{\text{ЭКВ}}}{\mu F'_{\text{ЭКВ}}}\right)^2 \left(\frac{\bar{G}_s}{G_s}\right)^2 \frac{p_s T'_s}{p_0 T_s} \left(\frac{p_s}{p_0} - \frac{p_r}{p_0}\right). \quad (63)$$

Поскольку всегда должно соблюдаться неравенство $p'_s/p_0 > p'_r/p_0$, то в качестве решения принимается положительный корень уравнения (63).

В уравнениях (57), (58), (61), (63) представлены все основные параметры, влияющие на вид гидравлической характеристики продувочно-выпускного тракта, а величина относительного расхода воздуха $\bar{G}_s = G'_s/G_s$ является общим аргументом. Для исходного режима и состояния тракта давления $p_s, p_r, p_t, p_{от}$ и температуры T_s, T_t известны.

Следовательно, если при изменении режима или состояния тракта установлена связь расхода воздуха \bar{G}_s с относительным изменением температур $T'_t/T_t, T'_s/T_s$, то, задаваясь различными значениями \bar{G}_s , например 1,0; 0,8; 0,6 и т. д., при совместном решении уравнений (58, 63) находят искомые зависимости $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s), p_r/p_0 = f(\bar{G}_s)$. Давление $p_r/p_0 = f(\bar{G}_s)$ определяется из условия $\xi_r = \xi_r$. Для определе-

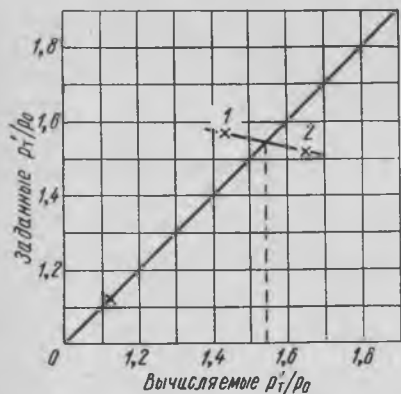


Рис. 75. К определению отношения давления p'_r/p_0

ния величины $p_r/p_0 = f(G_s)$ предварительно по формуле (61) оценивают давление за турбиной $p_{от}/p_0 = f(\bar{G}_s)$. Давление перед турбиной вычисляют по уравнению (58) путем последовательных приближений. По двум-трем величинам p'_t и соответствующим им значениям $p_{от}/p'_t, \psi'_t = f(p'_{от}/p'_t)$ графически (рис. 75) находят искомое давление p'_r/p_0 , удовлетворяющее уравнению (58) при заданных величинах \bar{G}_s и T'_t/T_t .

Таким образом, производится расчет гидравлических характеристик при постоянном начальном давлении p_0 и температуре T_0 , когда в силу пропорциональности параметра $G_s \sqrt{T_0}/p_0$ приведенному массовому $G_{s\text{пр}} = G_s \frac{760}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{288}}$ или объемному $V_{s\text{пр}} = V_s \sqrt{\frac{288}{T_0}}$ расходам соблюдается равенство относительных величин

$$\bar{G}_s = \frac{\bar{G}_s \sqrt{T_0}}{p_0} = \bar{G}_{s\text{пр}} = \bar{V}_{s\text{пр}}$$

Для переменных начальных условий p_0, T_0 в качестве общего аргумента следует принять величину приведенного расхода воздуха

$$\bar{G}_{s \text{ нр}} = \frac{G'_{s \text{ нр}}}{G_{s \text{ нр}}} = \frac{G'_s \sqrt{T_0}}{p'_0} \frac{p_0}{G_s \sqrt{T_0}},$$

откуда

$$\frac{G'_s}{G_s} = \frac{G'_{s \text{ нр}}}{G_{s \text{ нр}}} \frac{p'_0}{p_0} \sqrt{\frac{T_0}{T'_0}}. \quad (64)$$

После подстановки этого выражения вместо \bar{G}_s в формулы (58) и (63) расчетные уравнения для определения гидравлических характеристик при переменных начальных условиях будут иметь вид

$$\left(\frac{p'_s}{p'_0}\right)^2 - \frac{p'_r}{p'_0} \frac{p'_s}{p'_0} = \left(\frac{\mu F'_{\text{экр}}}{\mu F_{\text{экр}}}\right)^2 \left(\frac{G'_{s \text{ нр}}}{G_{s \text{ нр}}}\right)^2 \frac{p_s}{p_0} \frac{T'_s}{T_s} \frac{T_0}{T'_0} \left(\frac{p_s}{p_0} - \frac{p_r}{p_0}\right); \quad (65)$$

$$\frac{p'_r}{p'_0} = \frac{\mu F'_r}{\mu F_r} \frac{G'_{s \text{ нр}}}{G_{s \text{ нр}}} \frac{p_r}{p_0} \sqrt{\frac{T'_r}{T_r}} \sqrt{\frac{T_0}{T'_0} \frac{\psi_r}{\psi_r}}. \quad (66)$$

При совместном решении уравнений (65), (66) и условия $\xi'_r = \xi_r$ определяются гидравлические характеристики продувочно-выпускного тракта двигателя, если при изменении режима на основании опытных или расчетных данных установлены связи расхода воздуха $\bar{G}_{s \text{ нр}}$ с изменением начальной температуры T_0 и давления p_0 , температур воздуха в ресивере T_s и газа перед турбиной T_r , а также оценены изменения эффективных сечений $\mu F'_{\text{экр}}, \mu F'_r$.

Уравнения (65) и (66) также позволяют дать качественную и количественную оценку влияния различных факторов на гидравлическую характеристику тракта. При этом целесообразно анализировать изменение параметров подобия режимов компрессоров $G_k \sqrt{T_0}/p_0$, турбин $G_r \sqrt{T_r}/p_r$, подобия потоков при газообмене $G_s \sqrt{T_s}/p_s$, $\varphi_a \cdot \eta_n \cdot n / \sqrt{T_s}$. Последние вытекают из уравнения расхода

$$\frac{G_s \sqrt{T_s}}{p_s} = \mu F'_{\text{экр}} \frac{\psi_s}{V R} \quad (67)$$

или

$$\frac{G_s \sqrt{T_s}}{p_s} = \frac{\varphi_a \eta_n n}{\sqrt{T_s}} \frac{V s i}{R 60}, \quad (68)$$

где $G_s \sqrt{T_s}/p_s$ — параметр массового расхода;

$\varphi_a \cdot \eta_n \cdot n / \sqrt{T_s}$ — параметр объемного расхода.

При условии $G_s \frac{\sqrt{T_s}}{p_s} = \text{const}$ или $\frac{\varphi_a \eta_n n}{\sqrt{T_s}} = \text{const}$ скоростная функция $\psi_s = \text{const}$, т. е. на подобных режимах газообмен протекает при постоянном отношении давлений p_r/p_s .

Отметим некоторые особенности анализа гидравлических характеристик на основании параметров подобия. В системах газотурбинного и комбинированного последовательного наддува, когда расход воздуха через компрессоры, двигатель и турбину практически одинаков, подобие режимов работы компрессора при изменении начальных условий определяет подобие потоков в сечениях тракта и подобие режимов работы турбины.

Действительно, при $\frac{G_k \sqrt{T_0}}{\rho_0} = \text{const}$ имеем $G_{s\text{пр}} = \text{const}$. Тогда из уравнения относительного расхода воздуха в случае

$$\xi_{\text{охл}} = \text{const} \text{ и } \mu F_{\text{экр}} = \text{const},$$

$$\frac{G'_{s\text{пр}}}{G_{s\text{пр}}} = \frac{\rho'_s}{\rho_0} \frac{\rho_0}{\rho_s} \sqrt{\frac{T_s}{T'_s} \frac{T'_0}{T_0} \frac{\psi'_s}{\psi_s}} \quad (69)$$

следует, что $\psi'_s/\psi_s = 1$ и согласно формулам (67) и (68) параметры расхода сохраняются постоянными. Соблюдение равенства $\rho'_s/\rho'_0 = \rho_s/\rho_0$, $\psi_s = \text{const}$ определяет также постоянство степени расширения газа в турбине параметра расхода $G_T \sqrt{T'_T}/\rho_T$. Следовательно, при неизменных параметрах расхода сохраняются постоянными и относительные гидравлические сопротивления трактов. Отсюда выбор в качестве общего аргумента относительного приведенного расхода воздуха $\bar{G}_{s\text{пр}}$ придает гидравлическим характеристикам универсальные свойства и позволяет анализировать кривые $\rho_{\text{от}}/\rho_0 = f(\bar{G}_{s\text{пр}})$, $\rho_T/\rho_0 = f(\bar{G}_{s\text{пр}})$ и $\rho_s/\rho_0 = f(\bar{G}_{s\text{пр}})$ при различных начальных условиях ρ_0 , T_0 , давлениях и температурах воздуха в ресивере ρ_s , T_s и газа перед турбиной ρ_T , T_T .

На основании опытных или расчетных данных универсальная расходная характеристика двигателя может быть построена в функции абсолютного или относительного параметра расхода $G_s \sqrt{T_s}/\rho_s$ для различных постоянных отношений $n/\sqrt{T_s}$. Заметим, что условия $G_s \sqrt{T_s}/\rho_s = \text{const}$ и $n/\sqrt{T_s} = \text{const}$ определяют постоянство коэффициента избытка продувочного воздуха $\varphi_B = \varphi_a \cdot \eta_n$ [см. формулу (68)], давления продувочного воздуха ρ_s/ρ_0 и отношения ρ_T/ρ_s . Последнее соответствует равенству числа M при истечении через газораспределительные органы и при некоторых условиях определяет подобие протекания процессов газообмена [27].

В целях установления дополнительных связей расхода с температурами воздуха и газа рассмотрим влияние на гидравлические характеристики наиболее часто встречающихся факторов. Прежде всего отметим влияние режима работы двигателя. В соответствии с изменением параметров двигателя при работе по внешней, нагрузочной или винтовой характеристике происходит и изменение кривых давления в функции расхода. Предварительно оценим влияние режима на величину $\mu F_{\text{экр}}$. Опытные исследования показывают, что это влияние невелико. Для судовых дизелей на режиме малого хода отмечается

возрастание $\mu F_{\text{ЭКВ}}$ на 2—3%, обусловленное в основном снижением перепада давления на продувку и уменьшением температуры газа. Исключение составляют случаи работы двигателя с забросом газа из цилиндра в ресивер. Для таких двигателей величина $\mu F_{\text{ЭКВ}}$ понижается с ростом оборотов и нагрузки более значительно, что и приводит к резкому возрастанию кривой $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ вследствие увеличения отношения $\mu F_{\text{ЭКВ}}/\mu F'_{\text{ЭКВ}}$ в формуле (57).

Можно также отметить некоторое влияние режима на пропускную способность турбины μF_T . По данным П. В. Иванова [15], для осевой турбины наддувочного агрегата зависимость μF_T от степени расширения может оцениваться по формуле

$$\frac{\mu F_T}{\mu F'_T} = \frac{1}{0,8 + 0,2 \frac{\varepsilon_T'}{\varepsilon_T}}, \quad (70)$$

где ε'_T — степень расширения газа в турбине на новом режиме, определяемая при расчете давлений $p'_{\text{от}}$ и p'_T по уравнениям (61) и (58).

Уменьшение $\varepsilon_T = p_T/p_{\text{от}}$, например в 1,5 раза, вызывает увеличение μF_T на 6%. При малых изменениях ε_T в первом приближении можно принять $\mu F_T/\mu F'_T = 1$.

Работа двигателя на различных режимах сопровождается изменением расхода и температуры воздуха и газов. Температуру воздуха T_s можно принять не зависящей от режима, что соответствует нормальным условиям работы двигателя при ручном и автоматизированном регулировании температуры наддувочного воздуха T_s . Если при изменении режима температура воздуха не регулируется, то ее изменение может оцениваться по опытным данным или из условия постоянства охлаждающей способности воздухоохладителя [32]

$$\frac{T'_s - T_{\text{з. в}}}{T'_k - T_{\text{з. в}}} = \frac{T_T - T_{\text{з. в}}}{T_k - T_{\text{з. в}}}, \quad (71)$$

где $T'_k = T_0 \left(\frac{p'_k}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}}$ — температура воздуха перед воздухоохладителем на новом режиме;

$p'_k = p'_s/\xi_B$ — давление воздуха за компрессором;

$T_{\text{з. в}}$ — температура забортной воды;

$n = 1,7 \div 1,8$ — показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре.

При расчете зависимости $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ по уравнению (63) давление p'_s является искомой величиной. Поэтому, определяя температуру T'_s по формуле (71), предварительно приходится задаваться величиной p'_s . В этом случае уравнение (63) решается путем последовательных приближений.

Связь между изменением температуры газа перед турбиной T_T и расходом воздуха в общем виде определяется из приближенного уравнения теплового баланса

$$\frac{T'_T - T'_s}{T_T - T_s} \approx \frac{Q'_T G_s}{Q_T G'_s} \quad (72)$$

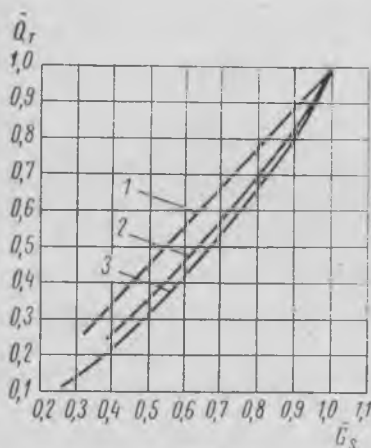


Рис. 76. Кривые $\bar{Q}_T = f(\bar{G}_s)$ для двигателя Бурмейстер и Вайн 74VTBF-160 на режимах внешней (1), нагрузочной (2) и винтовой (3) характеристик

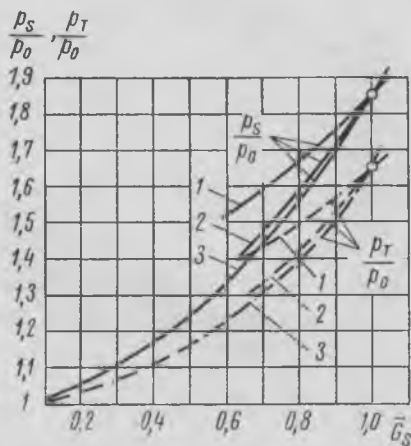


Рис. 77. Кривые $\frac{p_s}{p_0} = f(\bar{G}_s)$ и $\frac{p_T}{p_0} = f(\bar{G}_s)$ для режимов внешней (1), нагрузочной (2) и винтовой (3) характеристик

или

$$\frac{T'_T - T'_s}{T_T - T_s} \approx \frac{h_a \eta_n q'_T n' G_s}{h_a \eta_n q_T n G'_s} \quad (73)$$

где Q_T , q_T — абсолютная и относительная потери тепла с выпускными газами (по состоянию перед турбиной);

h_a — геометрический активный ход плунжера топливного насоса;

η_n — коэффициент подачи топливной аппаратуры.

Из уравнения (73) следует, что при различных значениях \bar{G}_s изменение температуры T_T зависит от режима работы двигателя — изменения частоты вращения n/n , подачи топлива $h_a \cdot \eta_n / h_a \eta_n$, относительной потери тепла с выпускными газами q'_T / q_T и изменения температуры воздуха в ресивере T_s .

Для оценки изменения температуры газов при различных расходах воздуха \bar{G}_s надо располагать зависимостью $\bar{Q}_T = f(\bar{G}_s)$, подобно приведенным на рис. 76. Наиболее точно они могут быть определены по данным теплосбалансовых испытаний двигателя (рис. 76).

Для режимов внешней характеристики зависимость $\bar{Q}_T = f(\bar{G}_s)$ (кривая 1) близка к прямой $\bar{Q}_T = \bar{G}_s$ и температура газов незначительно изменяется при изменении \bar{G}_s . Это объясняется тем, что при $h_a = \text{const}$ можно принять $\eta'_n/\eta_n = 1$, $q'_t/q_t = 1$. Тогда изменение отношения $\frac{T'_T - T'_s}{T_T - T_s}$ определяется изменением цикловой подачи воздуха $G_s n' / G_s n$. Если подача воздуха на цикл $G_s/n = \text{idem}$, то при $T_s = \text{idem}$ и принятых допущениях температура газов перед турбиной остается постоянной. Тогда, согласно уравнению (58), при $\sqrt{\frac{T'_T}{T_T}} = 1$

давление p'_T есть только функция относительного расхода \bar{G}_s и степени расширения газов в турбине (отношения ψ_T/ψ'_T). Для таких условий изменения режима характеристика $p_T/p_0 = f(\bar{G}_s)$ идет наиболее полого (кривая 1 на рис. 77).

При детальном рассмотрении характеристики $p_T/p_0 = f(\bar{G}_s)$ необходимо учитывать зависимость расхода воздуха от частоты вращения $\bar{G}_s = f(n)$. Анализ кривых $\bar{G}_s = f(n)$ для различных двигателей и схем наддува при работе по внешней характеристике показывает (рис. 78), что условие $\bar{G}_s/n = \text{idem}$ соблюдается только у четырехтактного двигателя с газотурбинным наддувом (кривая 3) [12].

Заметим, что некоторая неточность в определении температуры газов для различных значений \bar{G}_s не скажется существенно на виде кривой $p_T/p_0 = f(\bar{G}_s)$, так как в уравнение (58) отношение температур входит под знаком корня.

На режимах нагрузочной и винтовой характеристик изменение величины \bar{Q}_T преобладает над изменением расхода воздуха \bar{G}_s (кривые 2, 3, рис. 76). С уменьшением частоты вращения и нагрузки температура выпускных газов падает более значительно, чем на режимах внешней характеристики, и кривые 2, 3 на рис. 77 располагаются ниже соответствующих кривых 1. Опытные данные показывают, что у двухтактных двигателей с газотурбинным наддувом кривые $p_T/p_0 = f(\bar{G}_s)$ для нагрузочной и винтовой характеристик близки между собой или даже совпадают.

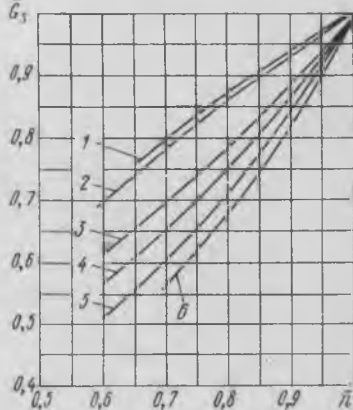


Рис. 78. Зависимости $\bar{G}_s = f(n)$ для режимов внешней характеристики

1 — двухтактные двигатели без наддува; 2 — четырехтактные двигатели без наддува; 3 — с газотурбинным наддувом; 4 — с комбинированным параллельным наддувом с объемным нагнетателем; 5 — с комбинированным последовательным наддувом с объемным и центробежным (б) приводными нагнетателями

На режимах винтовой характеристики, так же как и при $h_a = \text{const}$, изменение цикловой подачи воздуха $G_s n / G_s n'$ зависит от схемы наддува. Рассматривая кривые $\bar{G}_s = f(\bar{n})$ для исследованных малооборотных судовых дизелей можно заметить (рис. 79), что наибольшее снижение подачи воздуха на цикл отмечается на двигателе МАН K9Z 70/120 A5 с импульсно-параллельной схемой наддува.

Таким образом, вид кривой $\bar{G}_s = f(\bar{n})$ оказывает влияние на температуру газа T_T , сопротивление тракта и расходную характеристику двигателя.

Если на основании опытных или расчетных данных установлена зависимость $T'_T / T_T = f(\bar{G}_s)$, то, задаваясь рядом значений \bar{G}_s , по уравнениям (61), (58) можно определить отношения $p_{от} / p_0$, p_T / p_0 и построить зависимость $p_T / p_0 = f(\bar{G}_s)$ для различных режимов работы двигателя.

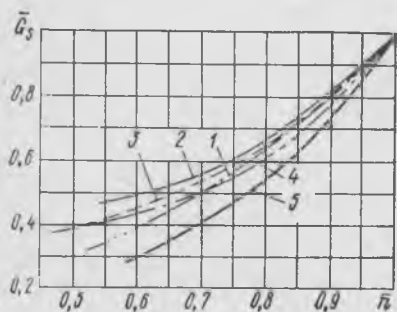


Рис. 79. Изменение относительного расхода воздуха $\bar{G}_s = f(\bar{n})$ при работе на винт двигателей Бурмейстер и Вайн (1), Сторк (2), Зульцер (3), Гетаверкен (4), МАН (5)

Далее из условия $\xi_r = \text{idem}$ находят соответствующие давления $p'_r = p'_T / \xi_r$ и по уравнению (63) для выбранных значений \bar{G}_s рассчитывают кривую $p'_s / p_0 = f(\bar{G}_s)$.

Если при изменении режима начальное давление p_0 и температура T_0 не остаются постоянными и учитываются при определении $T_T = f(\bar{G}_s)$, $T_s = f(\bar{G}_s)$, то для перехода к характеристике компрессора

гидравлические характеристики изображают в функции приведенного расхода $\bar{G}_{s\text{пр}} = \bar{G}_s \sqrt{T_0 / p_0}$ и кривые $p_{от} / p_0 = f(\bar{G}_{s\text{пр}})$, $p_T / p_0 = f(\bar{G}_{s\text{пр}})$, $p_s / p_0 = f(\bar{G}_{s\text{пр}})$ рассчитывают по уравнениям (61), (66) и (65).

На основании уравнений (57) и (58) анализируется также влияние других факторов на характеристики продувочно-выпускного тракта двигателя. Например, при повышенных температурах T_s , T_T гидравлические характеристики идут более круто вследствие увеличения отношений T_T / T_s , T_s / T_s , ψ_r / ψ_T , ψ_s / ψ_s . Те же массовые расходы воздуха и газов с ростом температур обеспечиваются при большем объемном расходе, повышенных скоростях движения газов и сопротивлении тракта.

Количественная оценка определяется при совместном решении уравнений (57) и (58), если установлена связь изменения температур T_s , T_T с расходом воздуха \bar{G}_s . Заметим, что в рабочих условиях изменение температур T_s , T_T влияет на параметры двигателя и турбокомпрессора. Оценка такого влияния может быть сделана по параметрам подобия на основании измеряемых величин p_0 , T_0 , T_k , p_k , T_s , p_s , n_T , n .

Постоянство параметров $n_t/\sqrt{\overline{T}_0}$, $n_t/\sqrt{\overline{T}_T}$, $n/\sqrt{\overline{T}_s}$ соответственно для компрессора, турбины и двигателя при $\epsilon_k = \text{const}$, $\epsilon_T = \text{const}$ и $p_s/p_0 = \text{const}$ определяет подобие режимов работы турбокомпрессора, равенство отношений давлений в характерных сечениях тракта и избытка воздуха на продувку цилиндра.

В эксплуатационных условиях происходит загрязнение газораспределительных органов цилиндров двигателя, сопловых и рабочих лопаток турбокомпрессоров, защитных решеток турбин, воздухоохладителей, что оказывает непосредственное влияние на гидравлические характеристики двигателя, рабочие режимы турбокомпрессора. Поскольку при этом изменяются сечения газораспределительных органов, турбины, компрессора, то условия подобия не соблюдаются. Как видно из формул (57) и (58), с уменьшением $\mu F_{\text{экв}}^*$ или μF_T при прочих равных условиях давления p'_t/p_0 , p'_s/p_0 возрастают. Кроме того, загрязнения ухудшают газообмен, снижают к. п. д. турбокомпрессора, повышают температуру газа, что также способствует смещению гидравлических характеристик влево от исходных. В этих условиях заданные расходы воздуха \overline{G}_s могут быть обеспечены только при больших перепадах давления, т. е. при соответствующем увеличении работы сжатия в компрессорах. В действительных условиях на двигателе загрязнения вызывают снижение расхода воздуха, а иногда и помпаж компрессоров.

Примером влияния изменения величины μF_T на параметры турбонаддува могут служить данные, полученные на двигателе 550 VTBF-110 при уменьшенном (путем глушения трех сопловых каналов) сечении соплового аппарата турбокомпрессоров типа TH20IIS.

Несмотря на увеличение давления p_s/p_0 и оборотов турбокомпрессора работа системы турбонаддува не сопровождается увеличением расхода воздуха \overline{G}_s и температура T_T сохраняется неизменной (табл. 10).

Таблица 10

Влияние величины μF_T на параметры турбонаддува

Сечение соплового аппарата, %	$\frac{p_s}{p_0}$	T_s , К	n_t , об/мин	T_T , К	n , об/мин
100	1,29	303	8600	680	165,4
91,67	1,32	306	8925	681	164,6

Закоксовывание окон на дизеле МАН K9Z 70/120 A5 (уменьшение сечения в среднем на 15%) приводит при $p_s = \text{const}$ к снижению расхода на 5,5% и росту температуры выпускных газов на 20 К.

Таким образом, гидравлические характеристики зависят от температур воздуха и газов, величины эффективных сечений $\mu F_{\text{экв}}^*$, μF_T , сопротивлений тракта. Работа двигателя по характеристикам «тяжелого» винта при повышенных температурах T_s , T_T , загрязнении

тракта, наличии заброса газов приводит к смещению гидравлических характеристик в область меньших расходов, что оказывает определенное влияние на согласование их с характеристиками турбокомпрессора, на параметры турбонаддува и устойчивость работы турбокомпрессора. Эти задачи рассматриваются при анализе характеристик систем наддува.

§ 20.

Построение и анализ характеристик систем наддува

Располагая расходными характеристиками двигателя и приводного нагнетателя, нетрудно построить характеристику системы наддува путем наложения кривых $p_s/p_0 = f(\bar{G}_{s\text{ пр}})$, $p_{п. н}/p_{0п. н} = f(\bar{G}_{s\text{ пр}})$ на характеристику компрессора. Такое совмещение характеристик определяет положение линий рабочих режимов компрессоров и дает исчерпывающую информацию о работе агрегатов наддува на частичных нагрузках, при изменении внешних условий и состояния тракта, а также отражает особенности схем наддува судовых дизелей.

По данным расчета гидравлических характеристик можно найти зависимость степени расширения в турбине от параметра расхода

$$\epsilon_{\tau} = f\left(\frac{\bar{G}_{\tau} \sqrt{\bar{T}_{\tau}}}{\bar{p}_{\tau}}\right),$$

что при совмещении с универсальной характеристикой турбины позволяет выявить параметры ее работы на различных режимах. Однако при использовании стандартных турбин такого построения не требуется, так как единственный недостающий параметр — к. п. д. турбины η_{τ} — находится по характеристике стандартной турбины $\eta_{\tau} = f(\bar{H}_{\tau})$ (рис. 67).

При построении характеристики систем наддува, как и раньше, исходим из допущения, что коэффициенты потерь давления в воздухоохладителях ξ_b при изменении режима сохраняются постоянными.

Характеристика газотурбинного наддува. При газотурбинном наддуве весь воздух на двигатель подается турбокомпрессорами и на исходном режиме $\bar{G}_{s\text{ пр}} = \bar{G}_{к. пр} = \bar{V}_{к. пр} = 1$. Давление за компрессором при любых значениях $\bar{G}_{к. пр}$ определяют по формуле

$$\frac{p_{к}}{p_0} = \frac{p_s}{p_0 \xi_b}$$

Следовательно, при газотурбинном наддуве кривые $p_s/p_0 = f(\bar{G}_{s\text{ пр}})$, скорректированные на величину потери давления в воздухоохладителе, определяют линии рабочих режимов $p_{к}/p_0 = f(\bar{G}_{к. пр})$ или $p_{к}/p_0 = f(\bar{V}_{к. пр})$ на характеристике компрессора.

Отсюда, рассмотренные выше факторы оказывают такое же влияние на положение линии рабочих режимов компрессора, как и на расходную характеристику двигателя. Так, при использовании турбокомпрессора VTR 630 характеристика системы газотурбинного над-

дува при изменении режимов по внешней, нагрузочной и винтовой характеристикам двигателя показана на рис. 80, где линии 1, 2, 3 определяют соответствующие режимы работы компрессора. При работе двигателя по внешней характеристике линия рабочих режимов компрессора занимает положение 1. Как известно, для судовых дизелей переход на внешнюю характеристику вызывается повышением сопротивления движению судна. При таком изменении режима производительность компрессора уменьшается при относительно меньшем

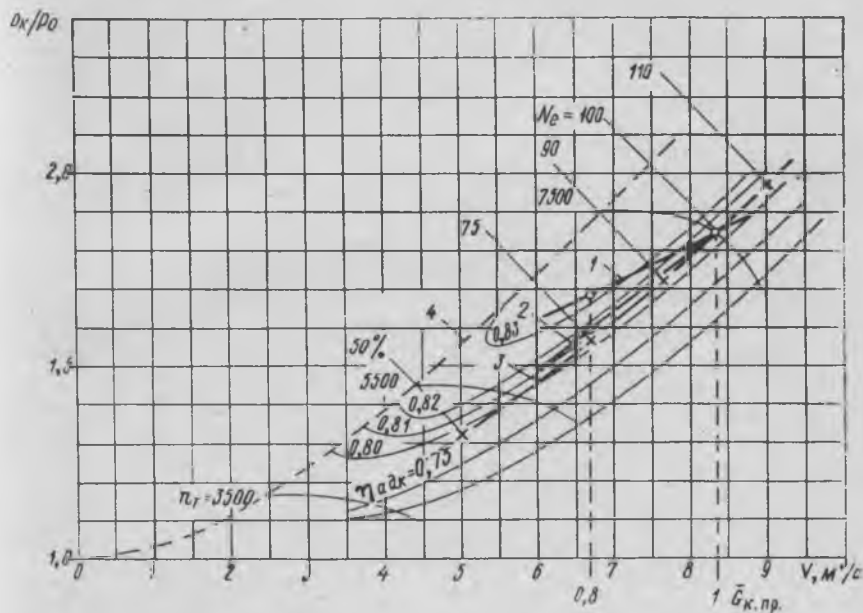


Рис. 80. Линии рабочих режимов компрессоров при газотурбинном наддуве

1 — внешняя характеристика; 2 — нагрузочная характеристика; 3 — винтовая характеристика (110, 100, 90% и т. д. мощности двигателя); 4 — граница помпажа

снижении ϵ_k , т. е. создаются условия для помпажа компрессора при некотором повышении его к. п. д.

Запас по помпажу компрессора $k_{уст}$ для нормального состояния двигателя, тракта и турбокомпрессора для судовых дизелей устанавливается не менее 10—15%

$$k_{уст} = \left[\frac{(\epsilon_k/G_k)_{помп}}{(\epsilon_k/G_k)_{раб}} - 1 \right] 100.$$

Утяжеление винта и снижение частоты вращения сокращает запас по помпажу компрессора. Причем такие факторы, как неравномерное распределение нагрузки по цилиндрам, отложения в окнах, турбокомпрессорах, в утилизационном котле на режимах повышенного сопротивления движению судна, могут вызывать неустойчивую ра-

боту турбокомпрессоров значительно чаще, чем при нормальных условиях плавания.

При ходе в балласте, наоборот, рабочая точка компрессора сдвигается вправо от исходной по линии рабочих режимов и работа системы наддува характеризуется повышением расхода воздуха, давления наддува и частоты вращения турбокомпрессора.

На режимах нагрузочной и винтовой характеристик двигателя линии рабочих режимов компрессора идут более круто, благодаря чему во всем диапазоне эксплуатационных нагрузок обеспечивается устойчивая работа компрессора, сопровождающаяся незначительным снижением его к. п. д. на режимах малого хода (рис. 80).

Также может быть проанализирована характеристика системы наддува при повышенных температурах T_s , T_T , уменьшении сечений газораспределительных органов $\mu F_{экв}$ и пропускной способности турбины μF_T .

Другие особенности системы газотурбинного наддува обуславливаются работой нескольких турбокомпрессоров в параллель на общий ресивер. При одинаковой производительности их рабочие режимы определяются общей кривой \mathcal{Z} (рис. 80), получаемой путем деления суммарного расхода воздуха на число компрессоров. В действительности, каждому турбокомпрессору соответствует свой, несколько отличный режим работы вследствие неидентичности продувочно-выпускных трактов, неравномерности распределения нагрузки по цилиндрам и т. д. Наибольшее расхождение линии рабочих режимов компрессоров получают при выключении цилиндров двигателя, когда относительный расход воздуха через компрессор, работающий с полным числом цилиндров, возрастает, и его рабочая линия смещается вправо от границы помпажа. У компрессора, работающего на группу с отключенным цилиндром, наоборот, производительность падает, и линия его рабочих режимов смещается в зону помпажа. Поскольку в эксплуатации встречаются режимы работы с неполным числом цилиндров, в конструкции систем наддува предусматривают специальные устройства, обеспечивающие устойчивую работу турбокомпрессоров в этих условиях [3, 6].

Рассмотренные положения имеют значение и для других схем наддува с числом турбокомпрессоров более одного.

Последовательный комбинированный наддув. В комбинированных схемах наддува расходная характеристика двигателя не совпадает с линией рабочих режимов компрессора. Положение линии $p_k/p_0 = f(\bar{G}_{к. пр})$ относительно кривой $p_s/p_0 = f(\bar{G}_{с. пр})$ на характеристике компрессора зависит от схемы наддува и режима работы двигателя. При последовательном наддуве в первой ступени давления обычно используются турбокомпрессоры, во второй — приводные нагнетатели. Обращенные последовательные схемы не нашли применения в судовых дизелях и здесь не рассматриваются.

Схемы последовательного наддува различают с развитой второй ступенью давления (см. схему 3, рис. 40), в которой весь воздух сжимается до давления $p_{п. н} = p_s/\xi_B$ (двигатели Фиат типа S, Гетаверкен типа VGS и др.) с байпасируемой второй ступенью (см. схему 4, рис. 40,

двигатели Зульцер типов RD, RND). В последнем случае в качестве приводных нагнетателей используются ППН цилиндров, отделяемые от общего ресивера первой ступени перепускными клапанами. В подпоршневых насосах только часть воздуха от общего расхода G_s сжимается до давления выше среднего за период продувки и подается в цилиндры в начальной фазе принудительного выпуска. Другая часть поступает на продувку и наполнение цилиндров из общего ресивера первой ступени при давлении $p_{оп.н}$, меньшем среднего значения p_s . Поскольку в этой схеме наддува воздух подается на двигатель только турбокомпрессорами, то характеристика ее имеет такой же вид, как и характеристика схемы наддува с развитой второй ступенью.

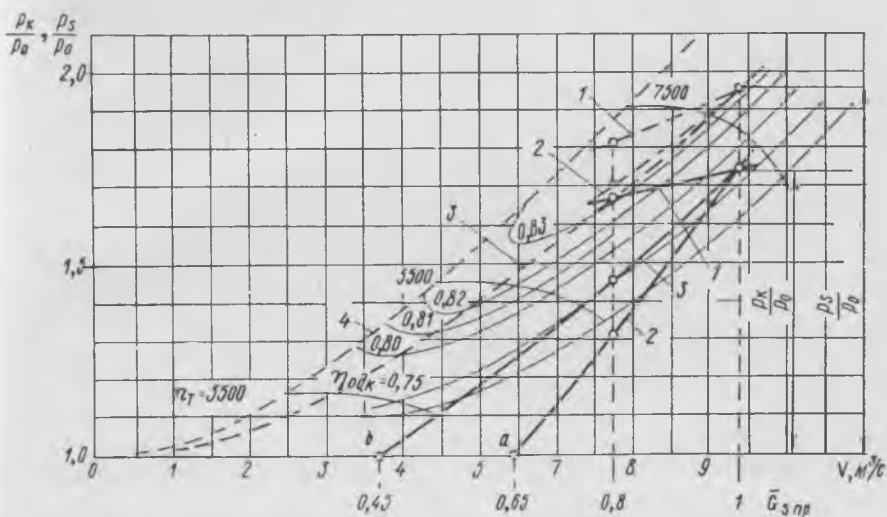


Рис. 81. Линии рабочих режимов компрессоров (—) и двигателя (---) при последовательном наддуве
 Обозначения 1, 2, 3, 4 см. рис. 80

Рассмотрим характеристику последовательного наддува с развитой второй ступенью давления. При ее построении исходим из условия, что относительные расходы по ступеням одинаковые и равны $\bar{G}_k = \bar{G}_{п.н} = \bar{G}_s$, а общая степень сжатия

$$\epsilon_{общ} = \epsilon_k \epsilon_{п.н},$$

где $\epsilon_{п.н} = p_{п.н}/p_{о.п.н}$ — степень сжатия в приводном нагнетателе.

Эти условия соблюдаются на всех режимах работы двигателя. Поэтому при любом значении \bar{G}_s рабочая точка компрессора будет располагаться ниже соответствующей точки на расходной характеристике и линия рабочих режимов компрессора всегда проходит под кривой $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ (рис. 81). Однако при изменении частоты вращения и нагрузки двигателя соотношения степеней сжатия ϵ_k и $\epsilon_{п.н}$ су-

щественно изменяются, что и является определяющим при построении характеристики схемы последовательного наддува.

Допустим, что нам известна расходная характеристика $p_s/p_0 = f(\bar{G}_{s\text{ пр}})$ и для построения характеристики схемы наддува необходимо найти положение линии рабочих режимов компрессора $p_k/p_0 = f(\bar{G}_{k\text{ пр}})$. Для анализа протекания кривых $p_k/p_0 = f(\bar{G}_{k\text{ пр}})$, соответствующих изменению режима работы двигателя, воспользуемся уравнением расхода воздуха через вторую ступень давления объемного типа

$$G_{\text{п. н}} = V_{\text{п. н}} i_{\text{п. н}} \rho_{\text{оп. н}} \eta_{\text{п. н}} \frac{k_{\text{п. н}} n}{60},$$

где $V_{\text{п. н}}$ — рабочий объем;
 $i_{\text{п. н}}$ — число нагнетателей;
 $\rho_{\text{оп. н}}$ — плотность воздуха на входе;
 $\eta_{\text{п. н}}$ — коэффициент подачи (объемный к. п. д. нагнетателя);
 $k_{\text{п. н}}$ — передаточное число.

Тогда относительный расход воздуха через вторую ступень на новом режиме составит

$$\frac{G'_{\text{п. н}}}{G_{\text{п. н}}} = \frac{\rho'_{\text{оп. н}} T'_{\text{оп. н}} \eta'_{\text{п. н}} n'}{\rho_{\text{оп. н}} T'_{\text{оп. н}} \eta_{\text{п. н}} n} \quad (74)$$

откуда, используя равенство $G'_{\text{п. н}}/G_{\text{п. н}} = G'_s/G_s$, получим

$$\frac{\rho'_{\text{оп. н}}}{\rho_0} = \frac{\rho_{\text{оп. н}} T'_{\text{оп. н}} \eta_{\text{п. н}} G'_s n}{\rho_0 T'_{\text{оп. н}} \eta'_{\text{п. н}} G_s n'} \quad (75)$$

где давление $\rho_{\text{оп. н}}$ и температура $T_{\text{оп. н}}$ на входе в нагнетатель связаны с p_k и T_k соотношениями

$$\rho_{\text{оп. н}} = p_k \xi_{\text{в}};$$

$$T_{\text{оп. н}} = T_k - \Delta t_{\text{охл.}}$$

При изменении режима принимают $\xi_{\text{в}} = \text{const}$, а степень охлаждения воздуха в воздухоохладителе $\Delta t_{\text{охл}}$ определяют по формуле (71).

В случае изменения начальных условий ρ_0, T_0 на входе в турбокомпрессоры первой ступени определяющим параметром, как и раньше, будет величина приведенного относительного расхода воздуха $\bar{G}_{s\text{ пр}}$, а расчетное уравнение (75) принимает вид

$$\frac{\rho'_{\text{оп. н}}}{\rho_0} = \frac{\rho_{\text{оп. н}} T'_{\text{оп. н}} \eta_{\text{п. н}} G'_{s\text{ пр}} \sqrt{T_0} n}{\rho_0 T'_{\text{оп. н}} \eta'_{\text{п. н}} G_{s\text{ пр}} \sqrt{T_0} n'} \quad (76)$$

Из уравнения (76) следует, что при изменении режима или условий работы двигателя положение кривой $\rho_{\text{оп. н}}/\rho_0 = f(\bar{G}_{s\text{ пр}})$, а следовательно, и линии рабочих режимов компрессора $p_k/p_0 = f(\bar{G}_{s\text{ пр}})$ на его характеристике, зависит от изменения подачи воздуха на цикл $G'_{s\text{ пр}}/G_{s\text{ пр}} n'$, отношения коэффициентов подачи $\eta_{\text{п. н}}/\eta'_{\text{п. н}}$ и начальных условий ρ_0, T_0 .

Если на режимах внешней характеристики цикловая подача воздуха будет постоянной $\bar{G}_{s\text{ пр}} n / G_{s\text{ пр}} n' = 1$, то в силу противоположного и незначительного изменения отношений $T'_{\text{оп. н}} / T_{\text{оп. н}}$ и $\eta_{\text{п. н}} / \eta_{\text{п. н}}$ давление $p'_{\text{оп. н}}$, согласно формуле (76), сохранялось бы примерно постоянным. Но так как $p'_{\text{оп. н}} = p'_k \xi'_b$, то работа компрессора первой ступени на режимах $h_a = \text{const}$ характеризовалась бы постоянством степени сжатия. Тогда с уменьшением $\bar{G}_{s\text{ пр}}$ имели бы быстрое снижение степени сжатия $\xi_{\text{п. н}}$ до единицы, когда в точке пересечения кривых $p_s/p_0 = f(\bar{G}_{s\text{ пр}})$, $p_k/p_0 = f(\bar{G}_{s\text{ пр}})$ произошло бы полное отключение второй ступени давления и переход на газотурбинный наддув. В действительности такого отключения приводных нагнетателей не происходит. Работа двигателя на режимах с пониженными значениями n и $h_a = \text{const}$ сопровождается заметным снижением цикловой подачи воздуха и давления p_k .

Кривая $p_k/p_0 = f(\bar{G}_{s\text{ пр}})$ (сплошная кривая 1, рис. 81) имеет некоторый наклон к оси абсцисс и рабочие режимы компрессора приближаются к границе помпажа.

Однако заметим, что в схеме последовательного наддува с развитой второй ступенью давления эффективность использования приводного нагнетателя на режимах внешней характеристики падает с уменьшением оборотов, что и сопровождается существенным уменьшением цикловой подачи воздуха (см. рис. 76). С увеличением скоростного режима, наоборот, степень сжатия в приводном нагнетателе возрастает и разрыв между расходной характеристикой двигателя и рабочей линией компрессора увеличивается.

На режимах нагрузочной характеристики в уравнении (76) $n/n' = 1$. Тогда отношение $p'_{\text{опн}}/p'_0$ и степень сжатия в компрессоре с уменьшением нагрузки падают примерно пропорционально уменьшению расхода воздуха. Линия рабочих режимов компрессора занимает крайнее правое положение 2 (рис. 81). В точке a наступает характерный режим, когда $p_k/p_0 = 1$, и компрессор отключается еще при значительном расходе воздуха ($\bar{G}_{s\text{ пр}} \approx 0,65$).

Нетрудно видеть, что на режимах нагрузочной характеристики, в противоположность режимам внешней характеристики, обеспечивается устойчивая работа турбокомпрессора, но с уменьшением подачи топлива существенно снижаются его мощность, к. п. д., и еще при больших значениях $\bar{G}_{s\text{ пр}}$ происходит полное отключение газотурбинной ступени. На пониженных нагрузках ($\bar{G}_s < 0,65$) двигатель обеспечивается воздухом, подаваемым только приводными нагнетателями второй ступени, для которых турбокомпрессоры создают лишь дополнительное сопротивление. Поэтому, например, на двигателях Гётаверкен типа VGS—U на ресивере первой ступени предусматривают установку автоматических пластинчатых клапанов, сообщающих ресивер первой ступени с атмосферой при падении давления в нем ниже p_0 .

При работе по винтовой характеристике линия рабочих режимов компрессора (сплошная кривая 3, рис. 81) занимает промежуточное

положение между линиями 1 и 2, что является результатом снижения частоты вращения и подачи топлива.

Характерный режим $p_k/p_0 = 1$ наступает в точке b при значении $\bar{G}_s \approx 0,45$, т. е. на режимах малого хода турбокомпрессоры также отключаются, и энергия выпускных газов не используется для наддува двигателя.

Однако на всех эксплуатационных нагрузках рабочие точки компрессора лежат в области устойчивых режимов, что является характерной особенностью последовательной схемы наддува.

Несколько иначе протекают рабочие режимы компрессора в схеме последовательного наддува с байпасируемыми ППН при импульсном подводе газа к турбине. Например, для двигателя Зульцер 6RD76 при снижении оборотов по винтовой характеристике увеличение $\epsilon_{п.н}$ составляет не более 3%; $\epsilon_{п.н}$ возрастает с 1,06 при $\bar{G}_s = 1$ до 1,09 при $\bar{G}_s = 0,25$, когда $\epsilon_k = 1$. Расчетные данные тоже показывают, что на одноименных режимах работы двигателя линии рабочих режимов компрессора располагаются практически эквидистантно соответствующим характеристикам расхода.

Таким образом, в схемах последовательного наддува с байпасируемыми ППН и при импульсном подводе газа турбокомпрессоры используются в более широком диапазоне эксплуатационных режимов.

Повышению эффективности использования турбокомпрессоров на пониженных нагрузках и оборотах способствует также охлаждение воздуха после компрессоров первой ступени. Из уравнения (75) видно, что при замене отношения температур $T'_{оп.н}/T_{оп.н} \approx \text{const}$ отношением $T'_k/T_k = (p'_k/p_k)^{\frac{n-1}{n}}$ давление $p'_{оп.н}/p_0$ с уменьшением \bar{G}_s падает быстрее и линия рабочих режимов компрессора идет с большим наклоном к оси абсцисс. Это обстоятельство надо учитывать при обосновании расположения воздухоохладителей в системах последовательного наддува [8].

Особенностями протекания кривых $p_k/p_0 = f(\bar{G}_k)$ на различных режимах работы двигателя объясняется выбор постоянного давления газов перед турбиной и промежуточное охлаждение воздуха в системах последовательного наддува с развитой второй ступенью давления. На малых нагрузках, малых ходах, пусках и маневрировании, когда располагаемая энергия выпускных газов мала, турбокомпрессоры отключаются и двигатель обеспечивается воздухом от приводных нагнетателей. На большинстве эксплуатационных режимов турбокомпрессоры работают в устойчивой области, что в сочетании с высокой надежностью двигателя определило преимущественное распространение этих систем наддува в судовых и стационарных дизелях.

Однако в конструктивном отношении система последовательного наддува с развитой второй ступенью давления сложнее, чем параллельная. Это объясняется большим рабочим объемом приводных нагнетателей. Если на двигателе на режимах полных нагрузок не может быть реализована схема газотурбинного наддува, например из-за малого удельного расхода воздуха и повышенной температуры выпуск-

ных газов, то во избежание отключения второй ступени давления ее суммарная объемная подача воздуха ($V_{п.н} i_{п.н} \eta_{п.н} k_{п.н} n$) должна быть на 10—15% больше суммарного рабочего объема цилиндров двигателя (V_{sin}). Рассмотренное положение не имеет значения для схемы наддува с байпасируемыми ППН, так как в них сжимается только часть воздуха и на всех режимах обеспечиваются примерно одинаковые значения $\varepsilon_{п.н}$.

Характеристика параллельного комбинированного наддува. Схемы параллельного комбинированного наддува в различных вариантах широко используются на двигателях МАН (см. схемы 5 — 8, рис. 40). Обычно в судовых крейцкопфных двигателях в качестве приводного нагнетателя, работающего в параллель с турбокомпрессорами на общий ресивер, используются ППН цилиндров. Для этого в подпоршневой полости предусматривается установка клапанной коробки, образующей на продолжении рабочей втулки замкнутый объем подпоршневого насоса (см. рис. 35).

В параллельной схеме наддува турбокомпрессоры и ППН работают на общее противодавление, определяемое в основном давлением воздуха в ресивере p_s , а количество подаваемого ими воздуха равно общему расходу воздуха через двигатель

$$G_s = G_k + G_{п.н},$$

или то же самое в относительных величинах

$$1 = g_k + g_{п.н},$$

где $g_k = G_k/G_s$, $g_{п.н} = G_{п.н}/G_s$ — соответствующие относительные расходы воздуха.

Эти условия сохраняются на всех эксплуатационных режимах работы двигателя. Поэтому рабочая точка компрессора на исходном режиме определяется величиной доли воздуха g_k и давлением $p_k/p_0 = p_s/p_0 \xi_{в}$, а при изменении \bar{G}_s — путем вычитания из общего расхода \bar{G}_s величины $\bar{G}_{п.н}$ при давлении $p_k/p_0 = p'_s/p_0 \cdot \xi_{в}$.

В результате линия рабочих режимов компрессора $p_k/p_0 = f(\bar{G}_s)$ на характеристике системы наддува для любых режимов работы двигателя располагается слева от расходной кривой $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ (рис. 82).

В зависимости от режима меняются соотношения между производительностями компрессоров и ППН, что и приводит к изменению величин g_k , $g_{п.н}$ и положения кривых $p_k/p_0 = f(\bar{G}_s)$.

Пусть исходный режим характеризуется некоторыми известными значениями величин g_k , $g_{п.н}$ и p_s/p_0 . Тогда при изменении режима новые доли расхода воздуха g'_k и $g'_{п.н}$ можно найти из выражений

$$\begin{aligned} g'_k &= g_k \frac{G_s}{G'_s} \frac{G'_k}{G_k}; \\ g'_{п.н} &= g_{п.н} \frac{G_s}{G'_s} \frac{G'_{п.н}}{G_{п.н}}. \end{aligned} \quad (77)$$

Так как $g'_k = 1 - g'_{п.н}$, то для анализа положения линии рабочих режимов компрессора на характеристике по известной кривой $p_k/p_0 = f(\bar{G}_s)$ достаточно рассмотреть формулу для величины $g'_{п.н}$.

Для ППН, работающих в параллель, имеем

$$G_{п.н} = V_{п.н} i_{п.н} \rho_{оп.н} \eta_{п.н} \frac{n}{60}$$

В общем случае при изменении режима, числа ППН и условий на входе в ППН

$$\frac{G'_{п.н}}{G_{п.н}} = \frac{i'_{п.н} \rho'_{оп.н} \eta'_{п.н} n'}{i_{п.н} \rho_{оп.н} \eta_{п.н} n}$$

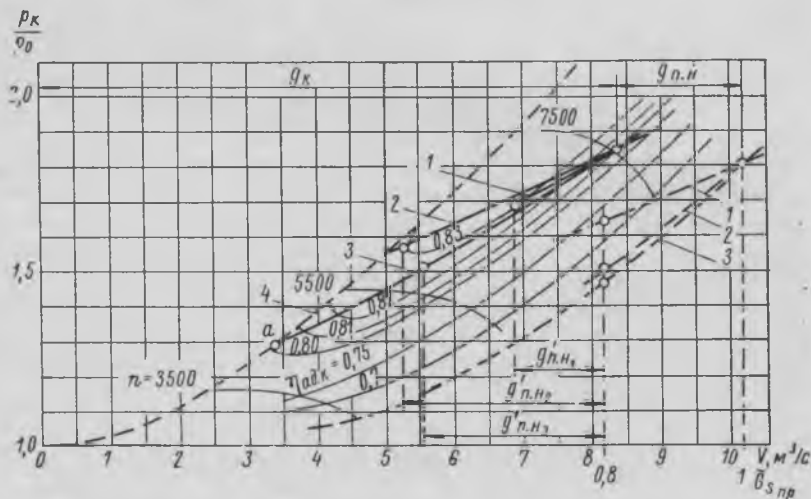


Рис. 82. Линии рабочих режимов компрессоров (—) и двигателя (---) при параллельном наддуве
Обозначения 1, 2, 3, 4 см. рис. 80

Подставляя это выражение в формулу (77), получим

$$g'_{п.н} = g_{п.н} \frac{G_s i'_{п.н} \rho'_{оп.н} T'_{оп.н} \eta'_{п.н} n'}{G_s i_{п.н} \rho_{оп.н} T_{оп.н} \eta_{п.н} n} \quad (78)$$

Для переменных начальных давлений p_0 и температуры T_0 величины $g'_{п.н}$ приводятся к общему аргументу путем замены отношения расходов G_s/G'_s отношением приведенных расходов $G_{s пр}/G'_s пр$, вычисляемых по формуле (64).

Влияние режима на кривую $p_k/p_0 = f(\bar{G}_s)$ рассмотрим при постоянных значениях p_0 , T_0 , $\rho_{оп.н}$, $T_{оп.н}$ и работе с неизменным числом ППН. Тогда выражение (78) принимает вид

$$g'_{п.н} = g_{п.н} \frac{\eta'_{п.н} G'_s n'}{\eta_{п.н} G_s n} \quad (79)$$

Коэффициент подачи ППН в основном есть функция отношения давления $p_{п.н}/p_{оп.н}$ (рис. 83). Доля воздуха, подаваемого ППН, есть функция расхода \bar{G}_s и режима работы двигателя (рис. 84).

На основании кривых $\eta_{п.н} = f(p_{п.н}/p_{оп.н})$, $g_{п.н} = f(\bar{G}_s)$ и расходной характеристики двигателя $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ можно дать следующую оценку положения линий рабочих режимов компрессора в схеме параллельного наддува.

Для режимов внешней характеристики при снижении оборотов и неизменной цикловой подаче воздуха ($G_s n' / G_s n = 1$) величина $g'_{п.н}$ возрастала бы пропорционально увеличению объемного к. п. д. $\eta_{п.н}$. В действительности, вследствие уменьшения цикловой подачи воздуха, увеличение $g'_{п.н}$ более значительно. Отсюда при переходе на режимы с повышенным сопротивлением движению судна и неизменном поло-

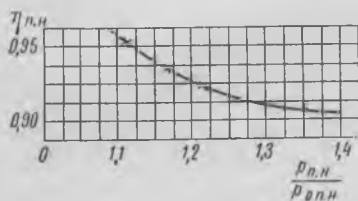


Рис. 83. Изменение коэффициента подачи ППН двигателя МАН KZ 70/120С в зависимости от степени сжатия $p_{п.н}/p_{оп.н}$

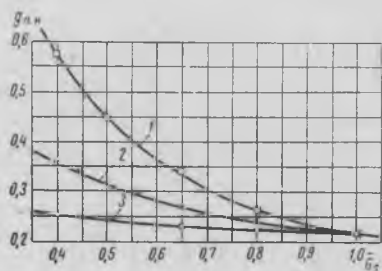


Рис. 84. Изменение доли воздуха $g_{п.н}$, подаваемого подпоршневыми насосами в системе параллельного наддува двигателя МАН K9Z 70/120 А5 на режимах внешней (3), нагрузочной (1) и винтовой (2) характеристик

жении органа управления подачей топлива рабочая точка компрессора с уменьшением \bar{G}_s несколько смещается к границе помпажа, что обычно сопровождается повышением его к. п. д. (кривая 1 на рис. 82).

Можно заметить, что в противоположность схемам последовательного наддува эффективность использования приводного нагнетателя в схемах параллельного наддува с «утяжелением» винта несколько повышается вследствие увеличения коэффициента подачи.

Худшие условия работы турбокомпрессоров в отношении устойчивости отмечаются на режимах нагрузочной характеристики. Действительно, при $n'/n = 1$, согласно формуле (79), уменьшение G'_s/G_s и увеличение $\eta'_{п.н}/\eta_{п.н}$ при снижении нагрузки приводит к резкому возрастанию доли воздуха, подаваемого приводным нагнетателем. В результате линия рабочих режимов компрессора (кривая 2, рис. 82) уже при $\bar{G}_s = 0,8$ достигает границы помпажа. Дальнейшее уменьшение подачи топлива приводит к неустойчивой работе компрессора. Для главных судовых дизелей такие условия возникают при работе

на волнении с включенным регулятором. Как показывает практика, в параллельных схемах наддува компрессоры на этих режимах иногда попадают в помпаж, особенно в условиях повышенного сопротивления движению судна, когда запас на устойчивую работу меньше обычного значения для нормальных условий плавания.

При работе по винтовой характеристике положение с устойчивостью работы турбокомпрессоров в области режимов полного и среднего хода улучшается. Вследствие снижения оборотов и подачи топлива величина $g'_{п.н}$ возрастает с уменьшением \bar{G}_s менее значительно, чем на режимах нагрузочной характеристики (кривая 3, рис. 82). Однако и в этом случае в области режимов малого хода (левее точки *a*) компрессор попадает в помпаж. Для обхода помпажной зоны схемы параллельного наддува снабжают дополнительными устройствами для корректирования характеристики.

Что касается влияния других факторов, например, изменения давления и температуры воздуха на входе в ППН, то их влияние на характеристику очевидно из формулы (78).

Таким образом, устойчивая работа турбокомпрессоров возможна в определенной области эксплуатационных режимов, что и является основным недостатком этих схем. Например, из-за помпажа компрессоров схема параллельного наддува не может быть рекомендована для двигателей, работающих по регуляторной характеристике.

Опыт эксплуатации главных судовых дизелей показывает, что отмеченный недостаток устраняется путем корректирования характеристики, а также подключением для параллельной работы ППН с равномерной закладкой мотылей.

Судовые дизели с параллельными схемами наддува имеют хорошие технико-экономические показатели. Например, для дизелей МАН K8Z 70/120E при $p_e = 9,75 \cdot 10^5$ Н/м² температура выпускных газов перед турбиной составляет 618 К, $p_z = 70 \cdot 10^5$ Н/м², $g_e = 0,205$ кг/кВт·ч и удельный расход воздуха $g_b = 10,8$ кг/кВт·ч.

Это обуславливается повышенной эффективностью турбонаддува (линии рабочих режимов располагаются в зоне высоких к. п. д. компрессора) и малой долей подачи воздуха приводным нагнетателем ($g_{п.н} = 0,2 \div 0,25$ на режиме полного хода). Параллельная подача воздуха обеспечивается подпоршневыми насосами, число которых составляет $\frac{1}{3} - \frac{1}{2}$ от числа рабочих цилиндров. В результате упрощается конструкция двигателя, снижаются сопротивления воздухопроводов и затраты мощности на приводной нагнетатель.

Можно также отметить благоприятные перспективы применения параллельных схем наддува при повышенном давлении p_s ($2 \cdot 10^5$ Н/м² и более). В области больших давлений гидравлические характеристики идут круто и использование ППН для параллельной работы с турбокомпрессорами способствует лучшему согласованию характеристик двигателя и турбокомпрессора.

Корректирование характеристик параллельного комбинированного наддува. Склонность к помпажу компрессора, вытекающая из условий

его работы в схеме параллельного комбинированного наддува и подтверждаемая также опытом эксплуатации таких систем на двигателях МАН, приводит к необходимости предусматривать дополнительные устройства и вводить в систему элементы управления.

Наиболее просто задача решается корректированием расходной характеристики двигателя. На режимах малого хода часть воздуха из ресивера стравливается в атмосферу через противопомпажный клапан с дистанционным приводом с поста управления двигателя (см. схему 5, рис. 40).

Открытие противопомпажного клапана вследствие увеличения $\mu F'_{эКВ}$ ведет к более пологому изменению расходной характеристики,

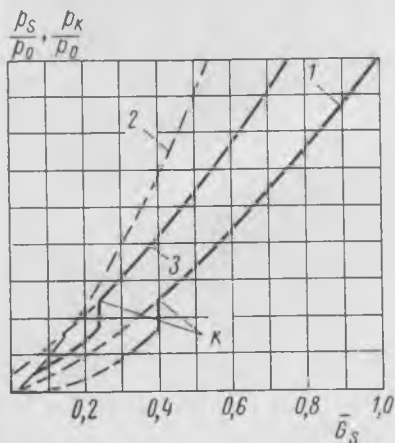


Рис. 85. Корректирование характеристики параллельного наддува включением противопомпажного клапана

1 — гидравлическая характеристика двигателя; 2 — граница помпажа компрессора; 3 — линия рабочих режимов компрессора; k — момент закрытия противопомпажного клапана

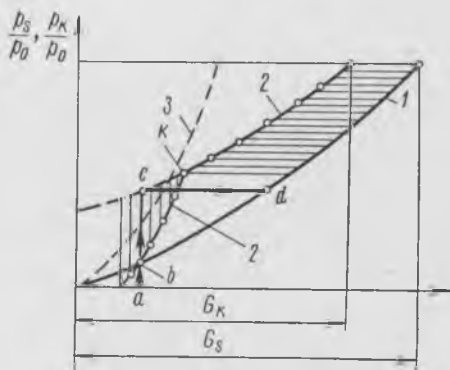


Рис. 86. Корректирование рабочей линии компрессора в схеме последовательно-параллельного наддува

Обозначения 1, 2, 3 см. рис. 85
 ab — степень сжатия в турбокомпрессорах;
 bc — повышение давления в последовательно включенных ППН; cd — добавка воздуха параллельно включенными ППН

и рабочие точки компрессора располагаются в области устойчивых режимов (рис. 85). При выходе на режим с достаточным запасом по помпажу (точка k) противопомпажный клапан закрывается и при дальнейшем увеличении нагрузки наддув осуществляется по обычной параллельной схеме. К стравливанию воздуха из ресивера иногда прибегают в штормовых условиях, когда включением регулятора стабилизируется скоростной режим работы двигателя.

Второй способ состоит в корректировании самой рабочей линии компрессора путем применения бустерных схем наддува, воздушных эжекторов на линии нагнетания компрессора (см. схему 6, рис. 40) или подключения ППН части цилиндров для последовательной работы с турбокомпрессорами на режимах малого хода (см. схемы 7,

8, рис. 40). Последние схемы наддува лишь условно могут быть названы последовательно-параллельными, так как последовательно включенные ППН используются только на режимах малого хода, а в области остальных эксплуатационных режимов система работает как параллельная. Обвод зоны помпажных режимов осуществляется в результате работы последовательно включенных ППН, отсасывающих воздух, подаваемый турбокомпрессорами в ресивер первой ступени. На рис. 86 стрелками показан выход на расходную характеристику двигателя при некотором расходе \bar{G}_s .

Однако с увеличением нагрузки двигателя объемная производительность компрессоров возрастает быстрее объемной производитель-

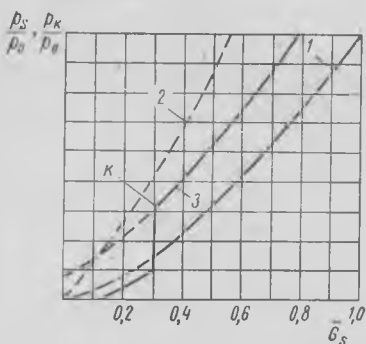


Рис. 87. Корректирование характеристики параллельного наддува включением эжектора
Обозначения 1, 2, 3 см. рис. 85
к — момент отключения эжектора

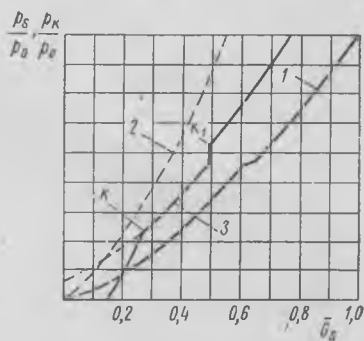


Рис. 88. Корректирование характеристики последовательно-параллельного наддува с переключением ППН
к — момент отключения последовательных ППН; k_1 — момент переключения ППН на параллельную работу с турбокомпрессором
Обозначения 1, 2, 3 см. рис. 85

ности последовательных ППН, повышение давления во второй ступени резко замедляется и в точке k равно нулю. Последовательно включенные ППН не в состоянии более отсасывать воздух из ресивера первой ступени, их всасывающие и нагнетательные клапаны перепадом давления удерживаются в открытом состоянии и служат только для перепуска воздуха из ресивера первой ступени во второй. Основная масса воздуха перепускается в ресивер второй ступени через пластинчатые клапаны, установленные на перегородке между ресиверами (см. схему 7, рис. 40). Начиная с точки k , наддув осуществляется по обычной параллельной схеме. Помимо корректирования рабочей линии компрессора использование ППН всех цилиндров позволяет обеспечить двигатель воздухом при пусках и маневрировании без дополнительного электроприводного нагнетателя.

В схемах параллельного наддува с бустерным приводом турбины или с использованием эжектора на линии нагнетания турбокомпрессоров рабочие точки компрессора на режимах малого хода располагаются

ниже расходной кривой $p_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$. Коррекция линии рабочих режимов компрессора для этих схем наддува показана на рис. 87. В точке κ подпоршневые насосы переводятся на параллельную подачу воздуха в ресивер, а подача его к турбине или эжектору прекращается. В качестве положительного момента отмечается повышение эффективности использования турбокомпрессоров при малых нагрузках и обеспечение двигателя воздуха при пусках и маневрировании без дополнительных ППН или электроприводных нагнетателей [47].

Применение ППН цилиндров в качестве приводных нагнетателей в схемах параллельного наддува позволяет также корректировать положение рабочей линии компрессора в области режимов выше среднего хода (правее точки κ_1 , рис. 88). С этой целью одна или две ППН оборудуются переключающими устройствами, позволяющими менять режим работы ППН с последовательного на параллельный (см. схему 8, рис. 40). Конструкция переключающих устройств и результаты исследования систем наддува с переключением рассматриваются в § 23.

Характеристика последовательно-параллельного комбинированного наддува. Последовательно-параллельные схемы наддува (см. схемы 7, 8, рис. 40) применяются на двигателях МАН типа KZ, где, как уже отмечалось, последовательно включенные ППН выполняют роль дополнительных нагнетателей, способствующих обеспечению двигателя воздухом при пусках, маневрировании, и используются для корректирования линии рабочих режимов компрессора на малых нагрузках. Поскольку в этих схемах последовательно включенные ППН на режимах выше малого хода автоматически отключаются и на основных эксплуатационных режимах осуществляется параллельный наддув, то схемы 7, 8 могут быть лишь условно названы последовательно-параллельными. По существу это параллельные схемы. Расчет и построение их характеристик ведется по формулам для параллельного комбинированного наддува с той лишь разницей, что в области режимов малого хода, а для схемы 8 с переключением ППН и в области режимов выше среднего хода, выводится коррекция линии рабочих режимов компрессора.

Последовательно-параллельный принцип работы ППН и турбокомпрессоров на всех эксплуатационных режимах осуществлен в схеме 9 (см. рис. 40), где для его реализации используются байпасируемые ППН. Часть ППН включается последовательно по типу двигателя Зульцер RD, часть — параллельно со всасыванием воздуха из машинного отделения и подачей его в замкнутые буферные объемы у продувочных окон. Эта схема наддува была разработана ЛВИМУ им. адм. С. О. Макарова совместно с БЦПКБ и БМП и внедрена на двигателях МАН K9Z 70/120 A5 с целью устранения заброса газа и ликвидации пожаров в продувочных поясах цилиндров (см. § 8).

Кроме того, последовательно-параллельная работа байпасируемых ППН придает системе наддува новые свойства в отношении согласования расходной характеристики двигателя с характеристикой компрессора. Рассмотрим эти свойства на примере построения характеристики последовательно-параллельной системы комбинированного наддува.

В данном случае на положение линии рабочих режимов компрессора оказывают влияние два фактора — последовательное поджатие воздуха в ППН части цилиндров и параллельная подача воздуха остальными ППН. Ранее было показано, что при работе байпасируемой ППН степень сжатия $\epsilon_{п.н.}$, как отношение среднего давления p_s за период продувки к давлению на входе в ППН, остается практически неизменной для различных режимов и условий работы двигателя. Тогда для новых условий работы давление за компрессором найдется из равенства

$$\epsilon_{п.н.}^* = \epsilon_{п.н.}$$

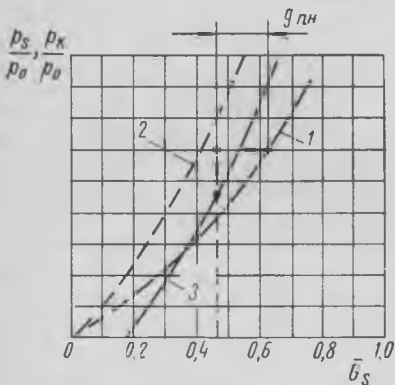


Рис. 89. Характеристика последовательно-параллельного наддува

Обозначения 1, 2, 3 см. рис. 85

и параллельной работы определяются из условия получения одинаковых значений $p_{s \max}$ к моменту начала открытия продувочных окон.

При известных значениях $g_{п.н.}$ и $\epsilon_{п.н.}$ режим компрессора определяется путем вычитания из общего расхода воздуха \bar{G}_s параллельной добавки воздуха $g_{п.н.}$ и смещения полученной точки вниз по ординате \bar{C}_k до давления p_k/p_0 . Выполняя такое построение для различных значений \bar{G}_s , получим линию рабочих режимов компрессора $p_k/p_0 = f(\bar{G}_s)$ (кривая 3, рис. 89). Поскольку обычно относительная величина $g_{п.н.}$ больше относительной степени сжатия $\bar{\epsilon}_{п.н.} = \epsilon_{п.н.}/\epsilon_{общ.}$, то рабочая линия компрессора пересекается с расходной характеристикой двигателя.

Работа ППН при всех значениях \bar{G}_s обеспечивает плавный характер протекания кривой $p_k/p_0 = f(\bar{G}_s)$. Очевидно, изменением соотношения последовательно и параллельно включенных ППН можно сместить линию компрессора в направлении оси абсцисс, а изменением степени сжатия $\epsilon_{п.н.}$ придавать ей различный наклон. Иначе говоря, в смешанной схеме наддува легче достигнуть оптимального согласования характеристик двигателя и компрессора, когда на всех эксплуатационных режимах обеспечивается наибольший к. п. д. компрессора и достаточный запас по помпажу.

Допуская, как и раньше, $\epsilon_{в.} = \text{const}$ и учитывая, что $\epsilon_{п.н.} = p_s/p_k \cdot \epsilon_{в.}$, получим

$$\frac{p_k}{p_0} = \frac{p_k}{p_0} \frac{p_s}{p_s},$$

т. е. давление за компрессором изменяется пропорционально изменению среднего давления p_s .

Изменение величины $g'_{п.н.}$ на различных режимах анализируется по формуле (78). Для обеспечения идентичных условий продувки и наполнения цилиндров буферные объемы ППН для последовательной

Такое оптимальное согласование характеристик было достигнуто при переоборудовании штатной параллельной системы наддува двигателя МАН K9Z 70/120 A5 на последовательно-параллельную с шестью байпасируемыми ППН для последовательной работы и тремя для параллельной. По сравнению с идентичными условиями ходовых сдаточных испытаний теплохода «Выборг» работа с новой схемой наддува позволила повысить давление p_s на $0,15 \cdot 10^5$ Н/м², обороты ТК на 1200 об/мин, снизить температуру выпускных газов на 25 К и сохранить экономичность. При пусках, маневренных режимах и нагрузках малого хода полностью отпала необходимость использования дополнительной электроприводной воздуходувки, что упростило управление двигателем.

§ 21

Порядок расчета характеристик и параметров наддува на различных режимах

Основой для построения характеристики системы наддува являются расходная характеристика двигателя, приводного нагнетателя и параметры исходного режима. Расходная характеристика рассчитывается при совместном решении уравнений (58), (63), представляющих гидравлические характеристики продувочно-выпускного тракта двигателя. Решение некоторых уравнений ведется путем последовательных приближений с привлечением опытных данных и графических зависимостей. Кроме того, задача усложняется тем, что на каждом режиме определяются основные параметры наддува, удовлетворяющие условиям энергетического и массового балансов. Поэтому разработка последовательности (методики) расчета имеет важное значение.

Рассмотрим порядок расчета на конкретном примере.

Пр и м е р. Рассчитать характеристику газотурбинного наддува (схема 1, рис. 40) и определить параметры наддува двигателя 574 VTBF-160 на частичных режимах.

Из характеристик двигателя и турбокомпрессора (рис. 90) известны следующие данные для исходного режима.

Частота вращения двигателя $n = 115$ об/мин

Частота вращения турбокомпрессора $n_T = 6200$ об/мин

Приведенный расход воздуха через компрессор, работающий на три цилиндра $V_{к. пр} = 6,1$ м³/с

Степень сжатия в компрессоре $\varepsilon_K = 1,46$

Давление воздуха в ресивере $p_s/p_0 = \varepsilon_K \xi_B = 1,46 \cdot 0,99 = 1,445$

Коэффициент потери давления при продувке $\xi_n = 0,92$

Давление газов за цилиндрами $\frac{p_T}{p_0} = \frac{p_s}{p_0} \xi_n = 1,445 \cdot 0,92 = 1,33$

Коэффициент потери давления выпускного тракта до турбины $\xi_T = 0,99$

Давление газов перед турбиной $\frac{p_T}{p_0} = \frac{p_T}{p_0} \xi_T = 1,33 \cdot 0,99 = 1,316$

Коэффициент потери давления выпускного тракта после турбины $\xi_{от} = 0,98$

Давление газов за турбиной $\frac{p_{от}}{p_0} = \frac{1}{\xi_{от}} = 1,02$

Степень расширения в турбине $\xi_T = \frac{p_T}{p_0} \xi_{от} = 1,316 \cdot 0,98 = 1,29$

К. п. д. импульсной турбины (по опытным данным [27]) $\eta_{т.и} = 0,56$
 Отношение температур $T_0/T_T = 0,416$

Отношение степени сжатия и расширения $\frac{\varepsilon_K}{\varepsilon_T} = \frac{1,46}{1,29} = 1,13$

Необходимый коэффициент импульсности (по номограмме рис. 74) $k_{ЭН} = 1,48$

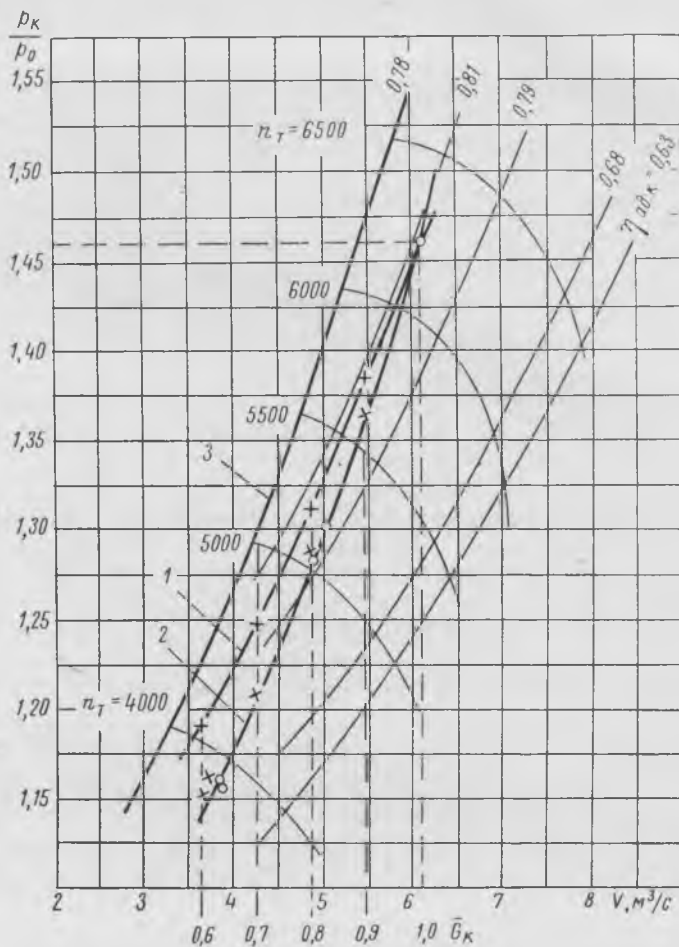


Рис. 90. Расчетная характеристика системы газотурбинного наддува двигателя 574VTBF-160

1 — внешняя характеристика; 2 — винтовая характеристика; 3 — граница помпажа; ○ — опытные точки

Расчет производится в табличной форме (табл. 11) для режимов внешней и винтовой характеристик двигателя. При $p_0 = \text{idem}$, $T_0 = \text{idem}$ за независимый задаваемый параметр принимается \bar{G}_s при $\bar{p}_0 = \text{var}$, $T_0 = \text{var}$

$$\bar{G}_{s \text{ пр}} = \frac{\bar{G}_s \sqrt{T_0}}{\bar{p}_0}$$

В расчетных уравнениях (58) и (63) изменением эквивалентного сечения двигателя $\mu F_{\text{ЭКВ}}$ и пропускной способности турбины μF_T из-за малых значений p_s/p_r , ϵ_T пренебрегаем. Принят следующий порядок расчета:

1. По графикам рис. 76 и на основании опытных данных определяем величины относительной потери тепла с выпускными газами $\bar{Q}_T = f(\bar{G}_s)$, относительной и абсолютной температуры воздуха в ресивере $\bar{T}_s = f(\bar{G}_s)$, $T_s = f(\bar{G}_s)$. На основании формулы (72) изменение температуры газа перед турбиной (в строке 5) рассчитываем по формуле

$$\frac{T'_T}{T_T} = \frac{T'_s}{T_s} + \left(1 - \frac{T_s}{T_T}\right) \frac{\bar{Q}_T}{\bar{G}_s}.$$

2. Оцениваем изменение давления газа за турбиной по формуле (61) и по уравнению (58) в строке 9 последовательными приближениями с помощью графика (рис. 75) определяем давление газа перед турбиной $p'_T/p_0 = f(\bar{G}_s)$. Например, задаемся двумя значениями отношения p'_T/p_0 , для которых определяем отношения p'_{0T}/p_T (строка 10) и ψ_T/ψ'_T (строка 11). При этих значениях ψ_T/ψ'_T вычисляем правую часть уравнения для p'_T/p_0 (строка 9). По заданным и полученным отношениям p'_T/p_0 наносим точки 1, 2 на рис. 75. Соединяя их прямой, в точке пересечения с линией равных отношений p'_T/p_0 находим искомое значение p'_T/p_0 .

3. Давление в ресивере $p'_s/p_0 = f(\bar{G}_s)$ (строка 14) находим решением квадратного уравнения (63), положительный корень которого равен

$$\frac{p'_s}{p_0} = \frac{p_r}{2p_0} + \sqrt{\left(\frac{p_r}{2p_0}\right)^2 + \bar{G}_s^2 \frac{T'_s}{T_s} \frac{p_s}{p_0} \left(\frac{p_s}{p_0} - \frac{p_r}{p_0}\right)}.$$

4. Для характеристики процесса газообмена в строках 15, 16 записываем величины коэффициента потерь давления при продувке ξ_n и параметра расхода

$$\frac{\bar{G}_s \sqrt{T_s}}{p_s}.$$

5. Далее определяем степень сжатия ϵ_K и положение рабочей линии $\epsilon_K = f(\bar{G}_s)$ на характеристике компрессора. По кривой $\epsilon_K = f(\bar{G}_s)$ с характеристики компрессора снимаем значения приведенных оборотов n_K , адиабатного к. п. д. компрессора (строки 20, 21) и оцениваем запас по помпажу компрессора (строка 24).

6. В заключение на основании величин p_K , ϵ_K/ϵ_T , T_0/T_T , $\eta_{\text{т.к.н}}$ и по номограмме (рис. 74) определяем коэффициент импульсности $k_{\text{ЕН}}$, удовлетворяющий балансу мощностей турбины и компрессора на различных режимах. К. п. д. импульсной турбины $\eta_{\text{т.и}}$ по опытным данным (см. § 17) принимаем независимыми от режима.

По данным расчета на рис. 90 построена характеристика системы газотурбинного наддува. При работе на винт отмечается хорошее совпадение опытных и расчетных линий рабочих режимов компрессора. Режимы повышенного сопротивления движению судна сопровождаются значительным снижением давления наддува и расхода воздуха. При неизменном положении органа управления подачей топлива это может привести к уменьшению коэффициента избытка воздуха и возрастанию температуры деталей цилиндра-поршневой группы. На режимах повышенного сопротивления движению судна рекомендуется подачу топлива уменьшить и осуществить перевод двигателя на работу по огра-

№ п/п	Характеристика	Расчетная формула или график
1	Зависимость $\bar{Q}_T = f(\bar{G}_s)$	Кривая 1, рис. 76
2	Отношение температур	$\frac{T'_s}{T_s}$ — принято
3	Температура воздуха в ресивере, К	$T'_s = T_s$ [2]
4	Отношение температур в формуле (72)	$\frac{T'_T - T'_s}{T_T - T_s} = \frac{[1]}{\bar{G}_s}$
5	Отношение температур	$\frac{T'_T}{T_T} = \frac{T'_s}{T_s} + \left(1 - \frac{T_s}{T_T}\right) [4]$
6	Величина $\sqrt{\frac{T'_T}{T_T}}$	$\sqrt{[5]}$
7	Отношение температур	$\frac{T_o}{T'_T} = \frac{T_o}{T_T} \frac{1}{[5]}$
8	Давление газов за турбиной	$\frac{p'_{от}}{p_o} = 1 + (\bar{G}_s)^2 \left(\frac{p_{от}}{p_o} - 1 \right)$
9	Давление газов перед турбиной	$\frac{p'_T}{p_o} = \bar{G}_s \frac{p_T}{p_o} \frac{\Psi_T}{\Psi'_T}$ [6] — формула (58)
10	Отношение давлений	$\frac{p'_{от}}{p'_T} = \frac{[8]}{[9]}$
11	Отношение $\frac{\Psi_T}{\Psi'_T}$	Формула (60) при $K = 1,34$
12	Степень расширения в турбине	$\varepsilon'_T = \frac{[9]}{[8]}$
13	Давление газов за цилиндром	$\frac{p'_r}{p_o} = \frac{[9]}{\xi_r}$
14	Давление воздуха в ресивере	$\frac{p'_s}{p_o} = \frac{[13]}{2} + \sqrt{\frac{[13]^2}{2} + \bar{G}_s^2 [2] \frac{p_s}{p_o} \left(\frac{p_s}{p_o} - \frac{p_r}{p_o} \right)}$

систем газотурбинного наддува

Внешняя характеристика \bar{G}_s					Винтовая характеристика \bar{G}_s			
1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,9	0,8	0,7	0,6
1	0,88	0,775	0,665	0,555	0,8	0,67	0,53	0,42
1	0,98	0,96	0,94	0,92	0,97	0,95	0,93	0,91
313	307	300	294	288	307	297	291	285
1	0,98	0,97	0,95	0,925	0,89	0,84	0,76	0,7
1	0,98	0,963	0,945	0,922	0,921	0,879	0,827	0,787
1	0,99	0,982	0,972	0,96	0,96	0,937	0,908	0,887
0,416	0,425	0,432	0,44	0,452	0,433	0,444	0,458	0,47
1,02	1,016	1,013	1,01	1,007	1,016	1,013	1,01	1,007
1,316	1,255	1,2	1,15	1,11	1,24	1,18	1,13	1,098
0,774	0,81	0,843	0,882	0,908	0,82	0,858	0,394	0,922
1	1,06	1,14	1,3	1,475	1,08	1,19	1,365	1,605
1,29	1,235	1,185	1,14	1,10	1,22	1,165	1,12	1,086
1,303	1,25	1,198	1,15	1,112	1,233	1,173	1,13	1,098
1,445	1,37	1,293	1,227	1,177	1,355	1,277	1,205	1,152

№ п/п	Характеристика	Расчетная формула или график
15	Коэффициент потери давления при продувке	$\epsilon_{\text{п}}' = \frac{[13]}{[14]}$
16	Отношение параметров расхода	$\bar{G}_s \sqrt{\bar{T}_s} \frac{p_s}{p_0} \frac{1}{[14]}$
17	Степень сжатия в компрессоре	$\epsilon_{\text{к}}' = \frac{[14]}{\epsilon_{\text{в}}}$
18	Давление за компрессором, Н/м ²	$p_{\text{к}}' = [17] p_0 \cdot 10^5$
19	Отношение	$\frac{\epsilon_{\text{к}}'}{\epsilon_{\text{т}}} = \frac{[17]}{[12]}$
20	Обороты турбокомпрессора $n_{\text{т}}$, об/мин	По положению линий на характеристике компрессора, рис. 90
21	Адиабатный к. п. д. компрессора $\eta_{\text{ад.к}}$	
22	К. п. д. импульсной турбины	$\eta_{\text{т.и}} = \text{idem}$, принято по опытным данным
23	К. п. д турбокомпрессора	$\eta_{\text{тк.и}}' = [21] [22]$
24	Запас по помпажу компрессора	$k_{\text{уст}} = \left[\frac{\left(\frac{\epsilon_{\text{к}}}{G_{\text{к}}} \right)_{\text{пом}}}{\left(\frac{\epsilon_{\text{к}}}{G_{\text{к}}} \right)_{\text{рабочее}}} - 1 \right]$ по характеристике, рис. 90
25	Необходимый коэффициент импульсности $k_{\text{ЕН}}$	По номограмме рис. 74, на основании данных [18], [19], [7], [23] при $\frac{G_{\text{к}}}{G_{\text{т}}} = 1$

Примечание. В квадратных скобках указывается номер строки, из которой в фор

Внешняя характеристика \bar{G}_S					Винтовая характеристика \bar{G}_S			
1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,9	0,8	0,7	0,6
0,902	0,9125	0,922	0,936	0,951	0,913	0,924	0,937	0,953
1	0,942	0,874	0,798	0,705	0,944	0,884	0,808	0,717
1,46	1,382	1,31	1,243	1,19	1,368	1,29	1,21	1,155
1,5	1,43	1,35	1,28	1,23	1,41	1,33	1,25	1,185
1,13	1,12	1,105	1,09	1,08	1,12	1,108	1,082	1,065
6200	5700	5200	4600	4050	5580	5080	4300	3800
0,808	0,808	0,805	0,798	0,788	0,804	0,795	0,78	0,70
0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
0,452	0,452	0,448	0,446	0,442	0,45	0,445	0,436	0,432
0,12	0,092	0,08	0,07	0,056	0,112	0,112	0,12	0,12
1,48	1,56	1,64	1,77	2,0	1,64	1,78	1,94	2,1

мулу подставляется соответствующая величина.

нительной характеристике [6]. Для этих режимов также характерно снижение запаса по помпажу компрессора с 0,12 при $\bar{G}_s = 1$ до 0,056 при $\bar{G}_s = 0,6$. На режимах винтовой характеристики запас по помпажу компрессора сохраняется постоянным. В обоих случаях из-за снижения к. п. д. компрессора несколько уменьшается общий к. п. д. турбокомпрессора. Как и следовало ожидать, баланс мощностей турбины и компрессора с уменьшением расхода \bar{G}_s удовлетворяется при возрастании коэффициента импульсности ($k_{En} = 1,48$, $\bar{G}_s = 1$ и $k_{En} = 2 \div 2,1$, $\bar{G}_s = 0,6$).

§ 22

Повышение эффективности турбонаддува судовых дизелей МАН КЗС в эксплуатационных условиях

Кроме организации последовательно-параллельного наддува, применение ППН открывает возможности для улучшения приспособляемости двигателя к различным условиям эксплуатации путем оптимального согласования его гидравлической характеристики с характеристикой турбокомпрессора. Необходимость введения такой оптимизации для главных судовых дизелей, работающих на винт фиксированного шага, вытекает из анализа эксплуатационных режимов [6].

Влияние ряда факторов приводит к тому, что в условиях судна эксплуатационные режимы полного хода существенно отличаются от режима номинальной мощности $N_{e \text{ ном}}$. Режим работы $N_{e \text{ экпл}} = N_{e \text{ ном}}$ является частным случаем режимов полного хода и хотя работа на этом режиме не ограничивается по времени, воспроизведение его на судне возможно лишь эпизодически, так как обуславливается техническим состоянием двигателя, параметрами окружающей среды (температуры и давление наружного воздуха, температуры забортной воды), сортом применяемого масла и топлива. Поэтому номинальная мощность есть понятие, скорее относящееся к условиям работы двигателя на стенде, и в этом смысле она отождествляется с паспортной расчетной мощностью двигателя.

Вместе с тем, оптимальная настройка рабочего процесса, систем топливо- и воздухоподачи производится именно на режиме номинальной мощности. Если для систем топливоподачи такое рассогласование стендовых и эксплуатационных режимов частично компенсируется, например, изменением угла опережения, то для систем наддува возможность проведения соответствующей коррекции рабочей характеристики турбокомпрессора обычно не предусматривается. В результате длительные эксплуатационные режимы полного хода протекают с пониженными параметрами наддува вследствие отклонения от оптимальных значений к. п. д. турбокомпрессора. Выше отмечалось, что только по этой причине к. п. д. турбокомпрессора на эксплуатационных режимах полного хода снижается на 5—8%. Кроме того, производительность турбокомпрессоров дополнительно уменьшается

в тропических районах плавания, вследствие загрязнения продувочно-выпускного тракта и самих турбокомпрессоров.

Совокупное влияние режимных факторов, изменения параметров окружающей среды, состояния трактов приводят к росту теплонапряженности двигателя, снижению его к. п. д., мощности и скорости хода судна. В связи с изложенным задача оптимизации работы системы наддува путем коррекции рабочих режимов турбокомпрессоров приобретает важное значение.

Рассмотрим возможности повышения эффективности турбонаддува на примерах переоборудования систем наддува дизелей МАН типа

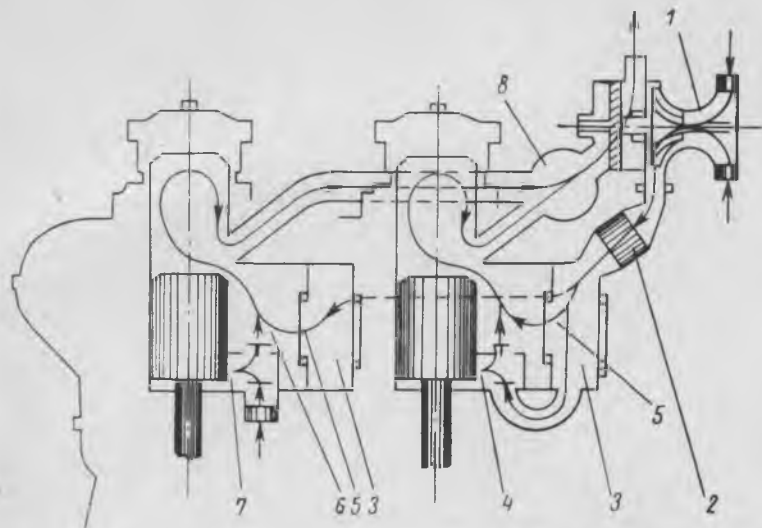


Рис. 91. Схема комбинированного наддува дизеля МАН К6З 57/80 С

1 — турбокомпрессор; 2 — воздухоохладитель; 3 — ресивер ступени I; 4 — ППН для последовательной работы; 5 — перепускные клапаны; 6 — ресивер ступени II; 7 — ППН для параллельной работы; 8 — выпускной коллектор

КЗС в эксплуатационных условиях. Исследования на двигателе МАН К6З 57/80 С показали, что варьированием числа ППН, подключаемых в параллель с турбокомпрессорами, можно изменять давление наддува и расход воздуха в широких пределах без ухудшения экономичности двигателя [19].

В штатном варианте наддува (рис. 91) ППН цилиндров № 1, 3, 4, 6 постоянно включены последовательно с турбокомпрессорами, ППН цилиндров № 2 и 5 — параллельно. Выпуск газов производится в коллектор, разделенный пополам между цилиндрами № 3 и 4. Ввиду незначительного его объема турбины работают на газах переменного давления ($p_{г\max}/p_{г\text{ср}} \approx 1,5$). Турбокомпрессоры VTR400 ($n_{г\max} = 14\,000$ об/мин) установлены по торцам коллектора.

Изменение давления и расхода воздуха на различных режимах иллюстрируется качественной характеристикой системы (см. рис. 86). На режимах малого хода осуществляется последовательно-параллель-

ная подача воздуха в цилиндры. Последовательные ППН работают как вторая ступень давления, и рабочая линия компрессора до точки k располагается в зоне устойчивых режимов. С увеличением нагрузки двигателя степень повышения давления во второй ступени понижается. В точке k при $n \approx 0,5 n_n$ она становится равной единице, последовательные ППН автоматически отключаются, воздух от турбокомпрессоров поступает непосредственно к окнам через перепускные клапаны на продольной перегородке ресивера и клапаны ППН (рис. 91), и система работает как параллельная.

Эксплуатация двигателей МАН K6Z 57/80 C и K6Z 57/80 A3 на теплоходах типа «Михаил Калинин», «Повенец» характеризовалась малой надежностью. Из-за повышенной температуры поршней часто наблюдались случаи прогорания и растрескивания головок, что и привело к снижению мощности двигателя K6Z 57/80 C до $0,8 N_{e \text{ ном}}$. При этом существенно понизилась эффективность турбонаддува и давление воздуха уменьшилось до $1,36 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ по сравнению с $p_{s \text{ ном}} = 1,6 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

Снижение нагрузки позволило обеспечить приемлемую надежность работы цилиндрично-поршневой группы. Однако в практике эксплуатации часто происходят разрушения поршней, втулок, крышек. Работа двигателей в тропиках даже при пониженной нагрузке характеризуется повышенной теплонапряженностью деталей цилиндрично-поршневой группы. Обрывы головок поршней по сечению отверстий опорного стакана, появление трещин на их цилиндрической части в районе канавки верхнего поршневого кольца обуславливаются недостатками конструкции головки и ее охлаждения [69]. Многократные изменения каналов в опорном стакане днища и конструкции вставок, произведенные заводом-строителем, не дали положительных результатов. Моторесурс головок поршня не удастся увеличить свыше 20—25 тыс. ч.

Повышение давления наддува и расхода воздуха путем лучшего согласования характеристик турбокомпрессора и двигателя рассматривалось как средство снижения теплонапряженности и доведения мощности двигателя до обычных эксплуатационных значений ($0,9 — 0,95 N_{e \text{ ном}}$).

С этой целью было проведено исследование работы системы наддува при различных расходах воздуха, подаваемого параллельно с турбокомпрессором ППН цилиндров.

Поскольку постоянное включение на параллельную работу свыше двух ППН при оборотах вложенного хода вызывает помпаж компрессоров, то для получения устойчивых режимов впускные патрубки четырех ППН были оборудованы переключающими устройствами, позволяющими изменять условия всасывания насосов на ходу двигателя.

На рис. 92 показано клапанное переключающее устройство, разработанное ЛВИМУ им. адм. С. О. Макарова и БЦПКБ. Положение клапанов соответствует параллельной работе ППН, когда клапан 7 закрыт и ресивер первой ступени 1 отключен от подпоршневого насоса. Воздух через приемную сетку 10, клапан 9, штатный всасывающий клапан 5 забирается насосом из атмосферы и через нагнетательный клапан 4 подается в ресивер 3 и далее к продувочным окнам двигателя

(на рис. 92 окна не показаны). Воздух от турбокомпрессоров поступает в ресивер 1 и через штатные перепускные клапаны 2 параллельным потоком также перетекает в ресивер 3 и к продувочным окнам двигателя.

Рассматриваемое положение клапанов 7, 9 соответствует наиболее длительному режиму работы двигателя — режиму полного хода. Подпоршневые пространства гидроцилиндров 8 в этом случае разгружены от давления рабочей жидкости (масла). Клапан 7 удерживается в закрытом положении давлением воздуха со стороны ресивера 1 и уси-

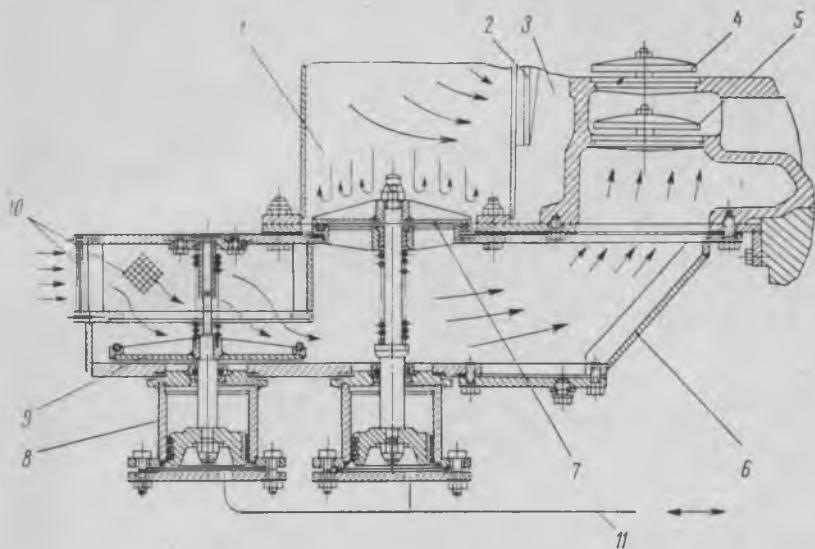


Рис. 92. Устройство для переключения подпоршневого насоса дизеля МАН К6Z 57/80С

1 — ресивер первой ступени давления; 2 — перепускной клапан ресивера; 3 — ресивер второй ступени давления; 4 — нагнетательный клапан подпоршневого насоса; 5 — всасывающий клапан подпоршневого насоса; 6 — корпус устройства; 7 — клапан для последовательной работы подпоршневого насоса; 8 — гидроцилиндры; 9 — атмосферный клапан; 10 — приемная сетка; 11 — трубопровод

лием пружины. Клапан 9 фиксируется в открытом положении усилием своей пружины.

Перевод подпоршневого насоса на последовательную работу с турбокомпрессорами осуществляется подачей масла из циркуляционной системы в гидроцилиндры через кран на посту управления двигателем. При этом клапан 9 закрывается, а клапан 7 открывается, и подпоршневой насос переводится на последовательную работу.

Для перевода насоса на параллельную работу гидроцилиндры разгружаются от давления рабочей жидкости. Однако если при этом клапан 7 под действием перепада давлений и силы сжатия пружины садится на седло, то клапан 9 удерживается в закрытом положении избыточным давлением в корпусе устройства 6. Клапан 9 начнет открываться лишь к моменту закрытия клапана 7, когда давление в

корпусе 6 упадет до атмосферного. Благодаря этому устраняется утечка воздуха из ресивера 1 в атмосферу и создаются условия для устойчивой работы компрессоров при вводе подпоршневого насоса на параллельную работу. Для обеспечения устойчивой работы компрессора в момент перевода ППН на параллельную работу имеет значение плавность открытия атмосферного клапана. В данном случае она достигается медленным вытеснением масла из гидроцилиндра под действием пружины и незначительного перепада давления на клапан.

Надо отметить, что переключающие устройства другой конструкции (два клапана на одном штоке) применяются фирмой МАН на дви-

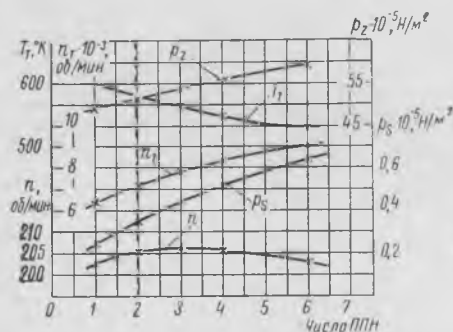


Рис. 93. Изменение параметров двигателя МАН К6Z 57/80 С при подключении ППН для параллельной работы

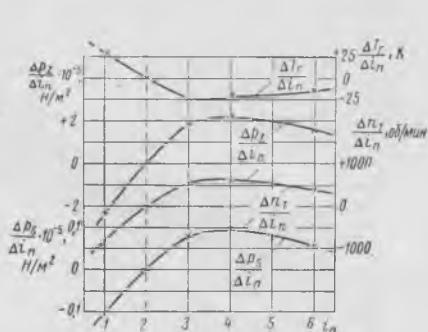


Рис. 94. Приращение параметров при подключении ППН для параллельной работы

гателях КZD, КZE [47]. Однако попытки использования подобных переключающих устройств на двигателе МАН К6Z 57/80 С выявили их конструктивный недостаток. Размещение двух клапанов на одном штоке приводит к тому, что в период их переключения нагнетательный ресивер турбокомпрессоров сообщается с атмосферой. В результате происходит утечка воздуха из ресивера первой ступени, давление наддува падает, снижаются обороты турбокомпрессоров и последующий их ввод на параллельную работу с подпоршневыми насосами становится невозможным из-за помпажа компрессоров.

Результаты испытаний двигателя МАН К6Z 57/80 С на эксплуатационном режиме полного хода с различным числом подпоршневых насосов, подключаемых для параллельной работы с турбокомпрессорами, приведены на рис. 93 и в табл. 12.

Данные получены при многократных переключениях подпоршневых насосов, неизменных внешних условиях и постоянном положении органа управления подачей топлива (ТР). Среднее индикаторное давление p_i и мощность N_i определялись по нормальным индикаторным диаграммам. За исходные приняты параметры, соответствующие штатному состоянию наддува $i_n = 2$ (на рис. 93 отмечено пунктирной линией). Режим $i_n = 5$ не был проверен. Пять подпоршневых насосов не обеспечивают требуемой равномерности подачи воздуха, вследствие

Показатели двигателя МАН K6Z 57/80С при работе
с различным числом ППН, подключаемых параллельно
с турбокомпрессорами

Показатели двигателя	Число ППН, работающих параллельно				
	1	2	3	4	6
TR (условные градусы)	70	70	70	70	70
n , об/мин	203	206	206	206	203
$p_i \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	6,34	6,62	6,6	6,65	6,79
N_i , кВт	2580	2740	2720	2750	2770
$p_s \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	1,25	1,358	1,44	1,53	1,65
n_T , об/мин	6400	7200	7800	8400	9200
$p_2 \cdot 10^{-5}$, Н/м ²	50,2	52,6	54,5	56,8	59,9
T_T , К	629	599	576	556	521
T_T , К	643	613	588	568	538
T_K , К	333	338	347	354	361
T_O , К	297	297	299	295	296

Примечание. Номинальные значения: $N_i = 3570$ кВт, $n = 225$ об/мин, $p_i = 7,84 \times 10^5$ Н/м², $p_s = 1,6 \cdot 10^5$ Н/м², $p_2 = 60 \cdot 10^5$ Н/м².

чего возникает помпаж компрессоров. Надо отметить, что равномерность подачи воздуха ППН имеет большое значение для обеспечения устойчивой работы компрессоров. Так, при равномерной подаче воздуха шестью ППН, т. е. максимальном приближении рабочей линии компрессора к границе помпажа, отмечалась устойчивая работа компрессоров. Наоборот, неравномерная подача воздуха ППН цилиндров № 1, 2, 4 вызывала помпаж компрессоров при незначительном снижении нагрузки (порядок работы цилиндров 1—5—3—4—2—6). Поэтому выбор числа ППН, подключаемых для параллельной работы, прежде всего должен производиться с учетом обеспечения равномерной подачи воздуха.

Число ППН, при котором достигается наибольшее приращение давления наддува, оборотов турбокомпрессора и наибольшее снижение температуры выпускных газов, наглядно иллюстрируется на рис. 94. Максимум приращения давления p_s и оборотов n_T соответствует работе системы с тремя-четырьмя ППН. По сравнению со штатным вариантом давление наддува повышается соответственно на 6 и 12%, обороты турбин на 8 и 16%. Частота вращения двигателя, а следовательно, его мощность и экономичность сохраняются такими же, как и при работе с двумя ППН. Следовательно, дополнительные механические потери на режимах $i_n = 3$ и $i_n = 4$ компенсируются улучшением индикаторного к. п. д. вследствие протекания сгорания при больших

избытках воздуха. На режиме $i_n = 6$ избыток воздуха становится чрезмерным и его влияние на индикаторный к. п. д. незначительно, но затраты мощности на сжатие воздуха в ППН наибольшие; эффективный к. п. д. уменьшается и обороты двигателя понижаются до 203 об/мин. На режиме $i_n = 1$ ухудшение сгорания из-за малого избытка воздуха не компенсируется ростом механического к. п. д. и обороты двигателя также понижаются с 206 до 203 об/мин.

Расчеты изменения расходов воздуха G_s^*/G_s , производительности ППН $G_{п.н}^*/G_{п.н}$, турбокомпрессоров G_k^*/G_k (табл. 13) и построение рабочей линии компрессора (рис. 95) дают возможность оценить изменение к. п. д. турбокомпрессора при различных величинах параллельной подачи воздуха [19].

Таблица 13

Показатели системы наддува двигателя МАН К 6Z 57/80 С при работе с различным числом ППН, подключаемых параллельно с турбокомпрессорами

Параметр	Число ППН, работающих параллельно				
	1	2	3	4	6
$G_{п.н}^*/G_{п.н}$	0,555	1	1,48	1,94	2,82
G_s^*/G_s	0,802	1	1,15	1,29	1,5
G_k^*/G_k	0,865	1	1,074	1,13	1,17
$\eta_{тк}^*/\eta_{тк}$	0,85	1	1,09	1,15	1,08
$\eta_{ад.к}$	0,78	0,8	0,805	0,817	0,83
g_k	0,86	0,8	0,75	0,705	0,623
$g_{п.н}$	0,14	0,2	0,25	0,295	0,377
$\eta_{т.н}^*/\eta_{т.н}$	0,884	1	1,082	1,126	1,04

Характеристика двигателя $p_s/p_0 = f(V_{s,пp})$ с различным числом подключаемых ППН изменяется практически линейно, тогда как рабочая линия компрессора имеет вид кривой, подходящей к границе помпажа. Такое изменение режимов сопровождается ростом к. п. д. компрессора и уменьшением запаса на устойчивую работу с 30 до 15%. По сравнению со штатным вариантом ($i_n = 2$) наибольшее приращение к. п. д. турбокомпрессоров достигается при подключении четырех ППН (табл. 13). В этих условиях увеличение расхода воздуха на двигатель составляет 29%, а производительность турбокомпрессоров повышается на 13%. На режиме $i_n = 6$ отмечается меньшее приращение параметров наддува, что в основном обусловливается снижением к. п. д. турбины. С ростом параллельной подачи воздуха увеличение окружной скорости колеса приводит к снижению коэффициента напора \overline{H}_T и прохождению рабочего режима турбины через точку $\eta_{т \max}$ (рис. 67).

Однако работа в параллель с четырьмя ППН (цилиндров № 1, 2, 4, 5) не могла быть рекомендована из-за недостаточного запаса по помпажу компрессора. Наилучшие условия согласования характеристики турбокомпрессора VTR400 с расходной характеристикой двигателя МАН K6Z 57/80 С обеспечиваются при подключении трех ППН цилиндров № 1, 2, 3 с равномерной заклинкой кривошипов через 120° п. к. в. Для корректирования характеристики системы наддува с целью исключения помпажа компрессоров в области пониженных

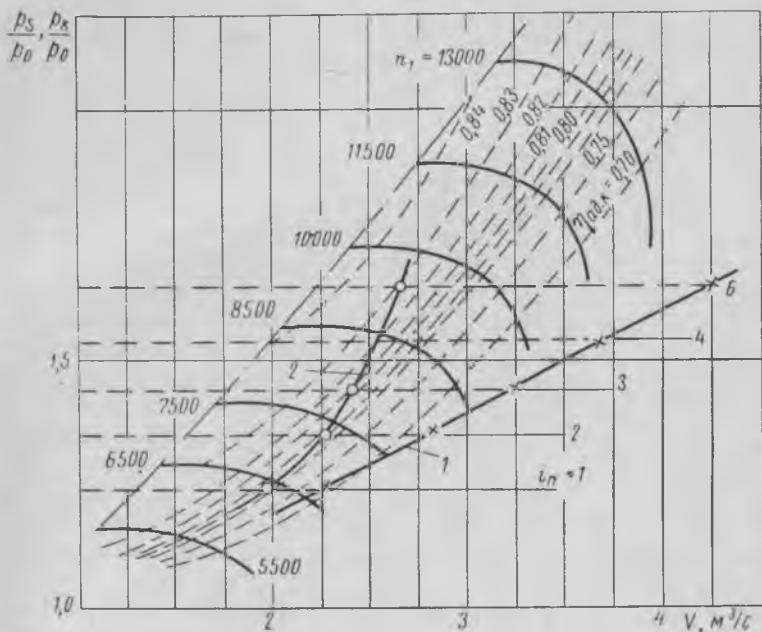


Рис. 95. Характеристика турбонаддува дизеля МАН K6Z57/80С при различных значениях параллельной подачи воздуха
1 — характеристика двигателя; 2 — рабочая линия компрессора

расходов воздуха ППН цилиндров № 1 и 3 оборудуют переключающимися устройствами (рис. 92), а ППН цилиндров № 4, 5, 6 постоянно подключают последовательно с турбокомпрессорами.

Перевод ППН цилиндров № 1 и 3 на параллельную работу производится при достижении оборотов среднего хода (~ 170 об/мин). По мере загрязнения газозадушного тракта и уменьшения запаса по помпажу компрессора частота вращения двигателя к моменту переключения ППН повышается до 180 об/мин. Изменение основных параметров в функции оборотов при работе двигателя с переоборудованной и штатной системами наддува показало (рис. 96), что на режимах $n > 170$ об/мин повышаются давление наддува на $0,1 \cdot 10^5$ Н/м² и частота вращения оборотов турбокомпрессоров на 800—1000 об/мин, снижается температура выпускных газов на 25—30 К. В связи с уве-

личением давления наддува p_s максимальное давление сгорания p_z увеличивается на $2,5 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$. Совпадение оборотов двигателя при одинаковой подаче топлива свидетельствует о сохранении экономичности работы двигателя со штатной и переоборудованной системами наддува.

Как уже было сказано, эффективность турбонаддува повышали с целью снижения теплонапряженности двигателя. По расчетным данным это снижение на режиме полного хода оценивается уменьшением температуры стенок со стороны газов для камеры сгорания на

10—15 К, для втулки в районе выпускных окон — на 15—20 К.

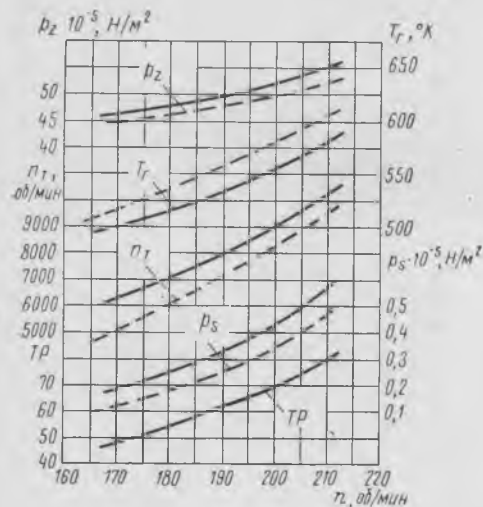
По-видимому, в этом случае следовало ожидать снижения температурных напряжений в наиболее нагруженной и подверженной разрушениям детали — головке поршня. Однако с увеличением давления наддува возрастают давление газов в цилиндре и механические напряжения в головке поршня.

Для количественной оценки напряженности поршня были произведены дополнительные исследования двигателя МАН К6Z 57/80 АЗ, однотипного с двигателем МАН К6Z 57/80 С, но работающего при $n_{\text{ном}} = 185 \text{ об/мин}$. Давление наддува варьировалось подключением в параллельную работу с турбокомпрессорами типа ЕКМ N 5 трех,

Рис. 96. Изменение параметров дизеля МАН К6Z57/80С на режимах винтовой характеристики при работе в параллель с двумя ППН (---) и с тремя ППН (—)

двух и одного ППН. Для расширения диапазона изменения давления p_s при работе с одним ППН дополнительно стравливали воздух из ресивера первой ступени давления. На этом двигателе наряду с определением параметров рабочего процесса, газообмена производилось также термо- и тензометрирование головки поршня в характерных точках (рис. 97).

Изменение температур и напряжений в головке поршня показывает, что с повышением давления p_s с $1,42 \cdot 10^5$ до $1,63 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$ температуры поверхностей, омываемых газами (точки 6, 8), снижаются на 15—25 К, температурные напряжения в местах перехода днища в цилиндрическую часть и опорный стакан уменьшаются на 10—15% и в соответствии с ростом давления p_z пропорционально увеличиваются механические напряжения. Противоположное изменение составляющих напряжений приводит к тому, что их суммарные значения мало зависят от давления наддува. Таким образом, при неизменном регу-



лировании рабочего процесса и улучшении работы турбокомпрессоров поставленная цель не была достигнута. Однако ведение сгорания при больших избытках воздуха (см. рис. 98) открывает дополнительные возможности для снижения напряжений в головке поршня. Для двигателя, находящегося в эксплуатации, задача наиболее просто решается путем уменьшения угла опережения подачи топлива. Опыт показывает, что умеренным переводом сгорания на линию расширения можно понизить не только давление p_z , но и температуру поршня (рис. 98). Последнему обстоятельству, кроме снижения давления, температуры газа, способствует также перераспределение теплотоков по поверхностям камеры сгорания и усиление теплоотвода в стенки цилиндра. Уменьшение угла опережения на 3° п. к. в. при неизменных прочих условиях позволило понизить давление p_z с $58 \cdot 10^5$ до $53 \cdot 10^5$ Н/м², температуру поршня в среднем на 10 К и уровень суммарных напряжений поршня на 10—15% вследствие уменьшения их механической и температурной составляющих. При этом необходимо заметить, что благодаря повышенному избытку воздуха для сгорания такое изменение рабочего процесса еще не сопровождается ухудшением экономичности двигателя. Для неизменного положения органа управления подачей топлива сохраняются значения частоты вращения, температуры выпускных газов и расхода топлива.

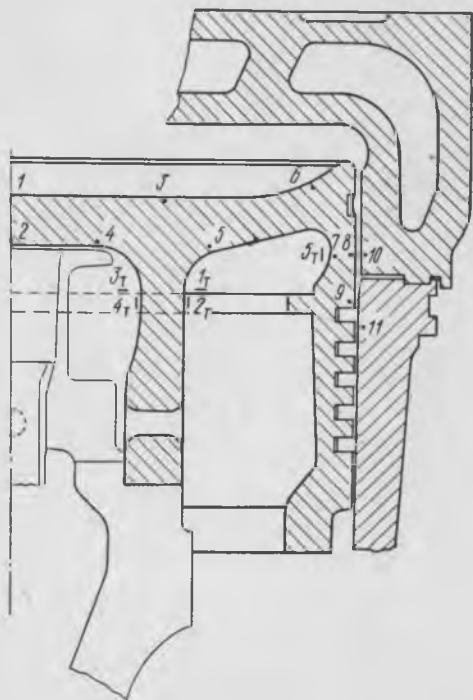


Рис. 97. Размещение термомпар (·) и тензометров (—) на деталях цилиндра-поршневой группы двигателя МАН К6Z 57/80 АЗ

Следовательно, совершенствование системы наддува двигателей К6Z 57/80 С, К6Z 57/80 АЗ путем изменения числа ППН, подключаемых для параллельной работы их с турбокомпрессорами, при соответствующем регулировании рабочего процесса может рассматриваться как средство снижения напряженности деталей цилиндропоршневой группы.

Для других двигателей (табл. 14) введение регулируемого воздушно-снабжения данным способом позволяет решать задачи повышения мощности и улучшения экономичности. Такие результаты были получены на двигателе МАН К7Z 70/120 АЗ при его испытаниях на теплоходе «Дудинка» в Мурманском морском пароходстве.

Двигатель оборудован последовательно-параллельной схемой наддува с турбокомпрессорами ЕКМ N 7 при $p_T = \text{const}$. В штатном варианте ППН цилиндров № 1, 2, 3, 4 постоянно включены последова-

T_{cT}, T_T, K

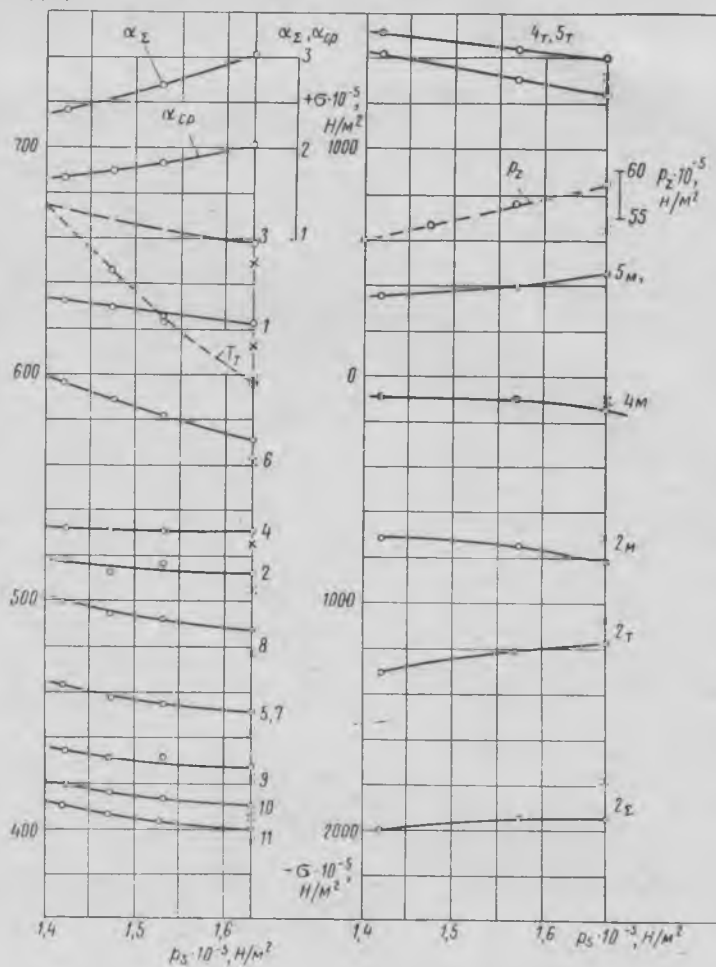


Рис. 98. Изменение температуры газа, температур стенок, коэффициентов α_{Σ} , α_{cp} напряжений в головке поршня σ , давления p_z в зависимости от давления наддува

Точки 1, 2, 3 и т. д. см. на рис. 97; индексами м, т, Σ соответственно обозначены механические, температурные и суммарные напряжения; х — значения величин при уменьшенном на 3° п. к. в. угле опережения подачи топлива

тельно с турбокомпрессорами, ППН цилиндров № 5, 6, 7 — параллельно.

Оптимальные условия согласования характеристик турбокомпрессоров и двигателя достигаются при подключении дополнительно для

Повышение давления наддува на двигателях МАН
при подключении ППН для параллельной работы
с турбокомпрессорами

Тип двигателя	Тип турбокомпрессора	ППН цилиндров, работающих в параллель на режиме полного хода	Повышение давления наддува $\Delta p_s \cdot 10^{-5}$ Н/м ² при подключении одного ППН
К6Z 57/80 С	VTR400	<input type="checkbox"/> 1, 2, <input type="checkbox"/> 3	0,1
К6Z 57/80 АЗ	ЕКМ N 5	1, 2, 3	0,12
К7Z 70/120 АЗ	ЕКМ N 7	<input type="checkbox"/> 3, <input type="checkbox"/> 4, 5, 6, 7	0,085
К8Z 70/120 С	VTR500	1, 2, 3, <input type="checkbox"/> 4	0,07

Примечание. — ППН с переключением.

параллельной работы одного или двух ППН. При этом область устойчивых режимов работы компрессоров соответственно начинается с 0,72 и 0,85 $n_{ном}$. В условиях тропиков сохранение теплонапряженности и мощности на уровне значений, характерных для плавания в районах с умеренными температурами наружного воздуха и забортной воды, можно получить при подключении двух ППН. В этом случае, по сравнению со штатным вариантом, давление наддува повышается с $1,37 \cdot 10^5$ до $1,54 \cdot 10^5$ Н/м², частота вращения турбокомпрессора возрастает с 5400 до 6600 об/мин, температура выпускных газов понижается на 40 К, а удельный расход топлива на 2,5%. В обычных условиях эксплуатации увеличение мощности на 6—8% достигается подключением дополнительно одного ППН цилиндра № 4, что также улучшает эффективный к. п. д. на 2—2,5%.

Положительные результаты, получаемые от введения систем регулируемого воздухообеспечения с использованием переключающих устройств для ППН, способствовали их внедрению на двигателях МАН (см. табл. 14).

1. Байков Б. П. Особенности расчета турбины, работающей на газе переменного давления.— Труды ЦНИДИ, 1955, вып. 28.
2. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л., Судпромгиз, 1958.
3. Ваншейдт В. А. Конструирование и расчеты прочности судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1969.
4. Волчек Л. Я. Измерение переменной температуры в пульсирующих потоках.— Труды ЦНИДИ, 1958, вып. 36.
5. Вукалович М. П., Новиков И. И. Техническая термодинамика. М.—Л., Госэнергоиздат, 1952.
6. Гаврилов В. С., Камкин С. В., Шмелев В. П. Техническая эксплуатация судовых дизельных установок. М., «Транспорт», 1967.
7. Гинзбург И. П. Прикладная гидрогазодинамика. Л., Изд-во ЛГУ, 1958.
8. Гольтраф И. С. Охлаждение воздуха в судовых дизелях. Л., «Судостроение», 1966.
9. Гордов А. Н. Измерение температур газовых потоков. М.—Л., Машгиз, 1962.
10. Дейч Р. С. Оценка погрешности температурного метода определения к. п. д. центробежного компрессора.— Труды ЦНИДИ, 1961, вып. 42.
11. Дизели. Справочник. Под ред. В. А. Ваншейдта. М.—Л., «Машиностроение», 1964.
12. Дьяченко Н. Х. и др. Теория двигателей внутреннего сгорания. Под ред. Н. Х. Дьяченко. М.—Л., «Машиностроение», 1965.
13. Егоров Я. А. К расчету располагаемой энергии и массового расхода выпускных газов двигателя с импульсной системой наддува.— Изв. вузов, «Машиностроение», 1970, № 2.
14. Жирецкий Г. С. и др. Газовые турбины авиационных двигателей. М., Оборонгиз, 1963.
15. Иванов П. В. Пропускная способность турбины. Под ред. А. А. Фадына.— Труды ЦНИДИ, 1961, вып. 41.
16. Иванченко Н. Н. и Корсаков Н. В. Особенности газотурбинного наддува двухтактных дизелей с контурной продувкой.— В сб.: Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. Л. К. Коллерова. Л.—М., «Машиностроение», 1965.
17. Иванченко Н. Н. и др. Показатели систем газотурбинного наддува судовых дизелей.— Труды ЦНИДИ, 1968, вып. 51.
18. Камкин С. В., Зверев Б. В., Орехов Ю. А. Газоотборное устройство для исследования газообмена в судовых ДВС. М., НИИИФОРМТЯЖМАШ, 1970, вып. 1.
19. Камкин С. В. Повышение эффективности турбонаддува судовых дизелей.— Судостроение и морские сооружения. Судовые энергетические установки. Изд-во Харьковского гос. университета, 1969, вып. 11.
20. Камкин С. В. Электромеханические индикаторы для осциллографирования давлений. Передовой научно-технический и производственный опыт. ГОСИНТИ, 1962, вып. 5.
21. Кедрин О. Г. Определение избытка воздуха для сгорания в дизелях.— В сб.: Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. Л. К. Коллерова. Л.—М., «Машиностроение», 1965.
22. Косяк А. Ф. Влияние фазы открытия—закрытия выпускных окон на параметры газообмена двухтактного двигателя с наддувом, имеющего контурную продувку.— Труды ЦНИДИ, 1967, вып. 53.

23. К о с я к А. Ф. Измерение переменной температуры выхлопных газов термометром сопротивления с двумя измерительными нитями и методика определения погрешности измерения. — Труды ЦНИДИ, 1967, вып. 53.
24. К о т л я р И. В. Частичные и переходные режимы работы судовых газотурбинных установок. Л., «Судостроение», 1966.
25. К р а с о в с к и й О. Г. Численное решение уравнений нестационарного течения для выпускных систем двигателей. Под ред. В. И. Балакина. — Труды ЦНИДИ, 1968, вып. 57.
26. К р у г л о в М. Г., Е г о р о в Я. А. Распределение энергии в выпускном импульсе двухтактного двигателя. — Изв. вузов, «Машиностроение», 1966, № 9.
27. К р у г л о в М. Г. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания (процессы газообмена). М., Машгиз, 1963.
28. К р у г л о в М. Г., Е г о р о в Я. А. Определение располагаемой энергии выпускных газов по диаграмме изменения давления в выпускном трубопроводе. — «Вестник машиностроения», 1963, № 12.
29. К р ю к о в В. В., И в а н ч е н к о Н. Н., И в а н о в П. В. Методика определения показателей эффективности системы импульсного газотурбинного наддува двухтактных дизелей. Под ред. В. И. Балакина. — Труды ЦНИДИ, 1967, вып. 53.
30. К р ю к о в В. В., С к о р о б о г а т о в В. С. Результаты исследования рабочего процесса и системы наддува судового дизеля 9ДКРН 74/160-2. Под ред. В. И. Балакина. — Труды ЦНИДИ, 1968, вып. 57.
31. Л а з у р к о В. П. Определение размеров чувствительного элемента термометрического элемента для измерения нестационарных температур. — Труды ЦНИДИ, 1967, вып. 53.
32. Л о х а н и н В. В. и др. Моделирование процессов в судовых поршневых двигателях и машинах. Л., «Судостроение», 1967.
33. О р л и н А. С., Е ф и м о в С. И. К вопросу экспериментальных исследований процесса газообмена двухтактных двигателей. — В сб.: Двухтактные комбинированные поршневые двигатели. Под ред. А. С. Орлина и Б. Н. Струнге. М., «Машиностроение», 1966.
34. О р л и н А. С., К р у г л о в М. Г. Судовые дизели большой мощности. М., Машгиз, 1958.
35. О р л и н А. С., К р у г л о в М. Г. Комбинированные двухтактные двигатели. М., «Машиностроение», 1968.
36. П е т р о в с к и й Н. В. Газотурбинный наддув мощных двухтактных судовых дизелей. Л., «Судостроение», 1970.
37. П е т у х о в В. А. Влияние угла установки выпускной заслонки на протекание процессов в системе газообмена и импульсного наддува малооборотного дизеля. — «Энергомашиностроение», 1969, № 2.
38. П о в х И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Изд. 2-е. М.—Л., «Машиностроение», 1965.
39. П о р т н о в Д. А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия. Теория, рабочий процесс и характеристики. М., Машгиз, 1963.
40. Р о г а н о в С. Г. Исследование процесса газообмена в поршневых двигателях методом «одноразового отбора». — «Энергомашиностроение», 1957, № 12.
41. Р о г а н о в С. Г. Об определении расходов воздуха через цилиндры. — В сб.: Повышение мощности и улучшение экономичности двигателей внутреннего сгорания. Под ред. А. С. Орлина. М., Машгиз, 1959.
42. Р о й з м а н Д. Х. и А л е й н и к о в С. К. Измерение мгновенных температур выпускных газов малооборотных дизелей малоинерционным термометром. М., НИИИНФОРМТЯЖМАШ, 1965, вып. 3.
43. С а л и щ е в Л. Н. Из опыта совершенствования турбокомпрессоров тепловозных дизелей 10Д-100. — В сб.: Двухтактные комбинированные поршневые двигатели. Под ред. А. С. Орлина и Б. Н. Струнге. М., «Машиностроение», 1966.
44. С а м с о н о в Л. А. К вопросу о расчетном определении выхлопного импульса двухтактного двигателя. — Труды ЦНИДИ, 1961, вып. 41.

45. Самсонов Л. А. К вопросу о балансировании мощности турбины и компрессора при наддуве двухтактных двигателей с несимметричным газораспределением посредством увеличения предварения выпуска.— Труды ЦНИДИ, 1962, вып. 43.
46. Симсон А. Э. Газотурбинный наддув дизелей. М., «Машиностроение», 1964.
47. Скобель Г. Исследования систем наддува и впрыска с целью повышения мощности двухтактных двигателей с большим диаметром цилиндра. Авториз. пер. под ред. Н. Н. Иванченко. Л., «Судостроение», 1967.
48. Судовые малооборотные дизели с турбонаддувом. Авториз. пер. под ред. Н. Н. Иванченко. Л., «Судостроение», 1967.
49. Табачников Л. Я. К вопросу об использовании энергии колебаний на «импульсной» турбине двигателя внутреннего сгорания.— Труды ЦНИДИ, 1960, вып. 39.
50. Танатар Д. Б. Современные мощные судовые дизели. Л., «Морской транспорт», 1958.
51. Фомин Ю. Я. Эксплуатационные характеристики судовых малооборотных дизелей. М., «Транспорт», 1968.
52. Чайнов Н. Д. Исследование турбокомпрессора двигателя 10Д-100 в условиях работы его на двигателе.— В сб.: Двухтактные комбинированные поршневые двигатели. Под ред. А. С. Орлина и Б. Н. Струнге. М., «Машиностроение», 1966.
53. Эпштейн А. С. Переменные режимы двигателей с газотурбинным наддувом. М., Машгиз, 1962.
54. Benson R. and Woods W. Wave action in the exhaust system of a supercharged two — stroke engine. — International Journal of Mechanical Science, 1960, № 1.
55. Benson R. Measurement of Transient Exhaust Temperatures in I. C. Engines.— «The Engineer», 1964, № 28.
56. Collin L. The constant pressurecharged two stroke engines present state and development possibilities, CIMAC, A-4, 1962.
57. Congress Internationale des Machine a Combustion, Copenhagen, 1962 London, 1965.
58. Dedeoglu N. Model Investigations on Scavenging and Mixture Formation in the Dual — Fuel or Gas Engine. — Sulzer Technical Review, 1969, vol. 51, № 3.
59. Gissler G. Methods of Turbocharging With Special Reference to Large Two — Stroke Diesel Engines.— Transactions of the ASME, Series «A», 1967, vol. 89, № 2.
60. Hansen S. Two — Stroke Turbocharged Engine and the Influence of Engine and Turbocharger Characteristics of the Engine Performance CIMAC — Paper, Conference Zurich, 1957.
61. Kerkhoven H. Vergleich von verschiedenen Auflademöglichkeiten für langsamlaufende Zweitakt-Dieselmotoren mit großer Zylinderleistung.— MTZ, № 6, 1969.
62. Kilchenmann W. Contributions to the Development of the Supercharged Two—Stroke Diesel Engine — CIMAC—Paper, Conference Zurich, 1957.
63. Meinrad E. Beitrag zur Berechnung des thermodynamischen Zusammenwirkens von Verbrennungsmotor und Abgasturbolader. Zürich, 1968.
64. Ostergaard A., Andersen C. Design considerations for the B. and W. K98FF engine and smaller slow- speed units.— «The Motor Ship», 1968.
65. Steiger A. The Significance of Thermal Loading on Turbocharged Two—Stroke Diesel Engines — Sulzer Technical Review, vol. 51, № 3, 1969.
66. Stoffel R. Advances in Scavenging and Turbocharging of Sulzer RD Engines—Sulzer Technical Review, vol. 46, № 4, 1964.
67. Whitehouse N. The Derivation of a Formula for the Thermal Loading of Certain Internal Combustion Engines.— Transactions of the ASME, Series «A», vol. 88, № 1, 1966.
68. Wolf G. Developments in Marine Diesel Engines—Sulze Technical Review, vol. 49, № 2, 1967.
69. Brenn W. Warmespannungsmessungen an Kolben nach der Bleiaufgußmethode.— MTZ, № 8, 1969.