

8

В. К. КОШКИН, Л. М. МАЙЗЕЛЬ,
Б. М. ЧЕРНОМОРДИК

СВОБОДНОПОРШНЕВЫЕ ГЕНЕРАТОРЫ ГАЗА ДЛЯ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

24205-



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Москва 1963

В книге рассмотрены вопросы теории, расчета и конструкции газотурбинных установок со свободнопоршневыми генераторами газа. Подробно проанализированы принципиальные схемы и конструкция свободнопоршневых генераторов газа, а также рабочий процесс и эффективность таких силовых установок.

Кроме того, рассмотрена топливная аппаратура и регулирование газотурбинных установок со свободнопоршневыми генераторами газа.

Книга предназначена для инженерно-технических и научных работников двигателестроения.

Рецензент канд. техн. наук **Л. И. Крепс**

Редактор инж. **А. Н. Чамов**

Редакция литературы по автомобильному и транспортному машиностроению
Зав. редакцией инж. **И. М. БАУМАН**

ПРЕДИСЛОВИЕ

Наличие высокоэкономичных и мощных теплосиловых установок — одно из важнейших условий быстрого развития социалистического производства на базе новейшей техники. Уже созданы и производятся мощные теплосиловые установки различных типов, характеризующиеся относительно высокой экономичностью. Однако решение ряда важных задач дальнейшего развития энергетики обуславливает необходимость не только совершенствования существующих типов теплоэнергетических установок, но и создание новых видов двигателей.

Одной из экономичных теплосиловых установок является газотурбинная установка со свободнопоршневыми генераторами рабочего газа. В последние годы во многих странах она находит все большее применение в различных отраслях промышленности и на транспорте. Происходит это потому, что газотурбинная установка со свободнопоршневым генератором газа обладает рядом серьезных преимуществ перед известными типами двигателей — дизелем, двигателями с принудительным зажиганием, обычной газотурбинной установкой.

Первая систематизированная теория расчета свободнопоршневых двигателей была издана в 1954 г. в Советском Союзе [5].

В 1957 г. вышла вторая монография, представляющая собой дальнейшее развитие теории, расчета и исследования свободнопоршневых двигателей [6]. Затем в Советском Союзе было издано еще несколько книг, посвященных этой теме [3], [15], [16]. Несмотря на это, ряд вопросов — конструкция и регулирование свободнопоршневых двигателей, динамика блоков поршней и некоторые другие — все еще оставался недостаточно исследованным. В предлагаемой вниманию читателя книге сделана попытка рассмотреть с возможной полнотой именно эти малоисследованные проблемы. В ней анализируются новые типы выполненных газотурбинных установок со свободнопоршневыми генераторами газа, исследуют-

ся их эффективность и способы регулирования, а также другие важные вопросы, от решения которых в значительной степени зависят надежность и экономичность различных свободнопоршневых генераторов газа.

Глава I книги написана д-ром техн. наук проф. В. К. Кошкиным, остальные главы написаны кандидатами техн. наук Л. М. Майзелем и Б. М. Черномордиком при научной консультации проф. В. К. Кошкина.

Глава I. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ СО СВОБОДНО- ПОРШНЕВЫМИ ГЕНЕРАТОРАМИ ГАЗА

§ 1. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК СО СВОБОДНОПОРШНЕВЫМИ ГЕНЕРАТОРАМИ ГАЗА

Свободнопоршневые двигатели внутреннего сгорания в настоящее время все более широко применяются в качестве генераторов рабочего газа в газотурбинных силовых установках как стационарного, так и транспортного типов. В начальный период своего развития они использовались исключительно в качестве двигателей для привода компрессоров.

Первая оригинальная конструкция свободнопоршневого генератора газа (СПГГ) была подробно разработана в 1922—1923 гг. советским инженером Е. Е. Лонткевичем для газотурбинной установки транспортного типа. В 1924 г. была издана его монография «Разделенный двигатель внутреннего сгорания», посвященная этому новому типу теплосиловых установок. Этот труд, как и проект комбинированной теплосиловой установки, состоящей из СПГГ и газовой турбины (ГТ), явился дальнейшим развитием теплоэнергетики, намного опередившим двигателестроение того времени.

Высокая эффективность и другие важные преимущества комбинированных теплосиловых установок СПГГ-ГТ обусловили быстрое их развитие во многих странах и широкое применение в различных отраслях промышленности и на транспорте. В частности, распространение газотурбинных установок с СПГГ типа GS-34 с 1950 по 1960 г. можно видеть из графика (фиг. 1).

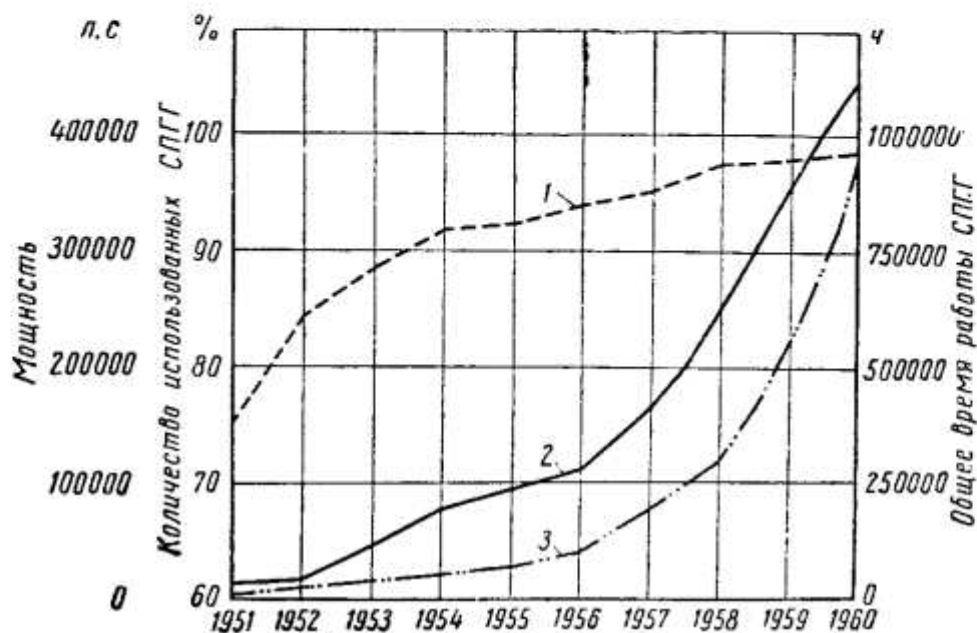
Мощность существующих установок СПГГ-ГТ колеблется в пределах от десятков лошадиных сил до сотен тысяч лошадиных сил.

Перспективы дальнейшего быстрого расширения области использования газотурбинных установок со свободнопоршневыми генераторами газа существенно возросли в связи с тем, что практически уже создана компактная установка СПГГ-ГТ малой мощности (15—20 л. с.). Успехи газотурбостроения создают предпосылки широкого использования этих турбосиловых установок на автомобильном транспорте, а также в качестве весьма компактных и дешевых стационарных и передвижных установок для снаб-

жения энергией РТС, колхозов и совхозов, в особенности в районах освоения целинных и залежных земель.

Рассмотрим подробнее преимущества, которыми обладают установки СПГГ-ГТ по сравнению с обычными газотурбинными установками и двигателями внутреннего сгорания с кривошипно-шатунным механизмом.

1. Свободнопоршневой генератор газа, объединяющий в одном агрегате двигатель и компрессор, позволяет значительно повысить компактность теплосиловой установки, уменьшить ее вес и



Фиг. 1. Увеличение количества СПГГ в промышленности за 1950—1960 гг.:

1 — использование СПГГ в промышленности; 2 — общая мощность установленных СПГГ; 3 — общее время работы СПГГ.

практически исключить применение дорогостоящих антифрикционных сплавов.

2. При рациональном использовании основных преимуществ дизеля и газовой турбины установка СПГГ-ГТ позволяет осуществить высокоэкономичный рабочий процесс. К. п. д. такой установки может достигать 40% и более.

В установке СПГГ-ГТ удастся генерировать для газовой турбины рабочий газ при больших значениях давления и температуры в цилиндре дизеля. В то же время рабочий газ перед турбиной имеет умеренные параметры. В газовой турбине этой установки происходит термодинамический цикл полного расширения, который неосуществим в обычных двигателях внутреннего сгорания.

3. Сравнительно невысокое давление рабочего газа перед газовой турбиной при весьма умеренной его температуре (500—600° С) исключает необходимость применять дорогостоящие специальные жаропрочные материалы для изготовления лопаток турбины.

4. Ввиду полной динамической уравновешенности в СПГГ отсутствуют вибрации, присущие двигателям с кривошипно-шатунным механизмом, и, следовательно, отпадает необходимость в устройстве фундаментов и усиленных подmotorных рам. Это значительно удешевляет строительство и эксплуатацию установок СПГГ-ГТ.

5. В СПГГ крайние положения поршней можно изменять в зависимости от количества подаваемого топлива, что позволяет очень просто и экономично регулировать количество рабочего газа, подаваемого в турбину. Кроме того, мощность СПГГ-ГТ можно регулировать путем перепуска воздуха, подаваемого компрессором, непосредственно в газовую турбину и применять ряд других эффективных методов регулирования. Все это дает возможность осуществлять регулирование мощности установки в широких пределах без значительного понижения ее экономичности.

Этой особенностью СПГГ-ГТ выгодно отличаются от обычных газотурбинных установок, регулирование мощности которых связано с резким снижением их экономичности.

6. Сравнительно простая конструкция СПГГ и низкая температура рабочего газа перед турбиной обеспечивают значительное увеличение срока службы СПГГ-ГТ.

7. Установка СПГГ-ГТ в сравнении с обычными газотурбинными установками позволяет более рационально использовать помещение, так как расположение отдельных ее агрегатов легко может быть приведено в соответствие с особенностями помещения.

8. Переменный ход поршней СПГГ позволяет увеличивать степень сжатия с целью облегчения пуска дизеля даже при сравнительно низкой температуре окружающей среды.

9. В дизеле СПГГ при изменении давления наддува автоматически изменяется ход поршней, а следовательно, и степень сжатия. Этим обеспечивается работа дизеля СПГГ без значительного повышения давления в его цилиндре при изменении давления наддува в широких пределах. Таким образом, увеличение давления наддува в дизеле СПГГ в отличие от обычных дизелей не приводит к увеличению веса и размеров СПГГ.

10. Снижению размеров и веса СПГГ-ГТ способствует и то, что повышенная, в сравнении с обычной газотурбинной установкой, удельная полезная работа (работа 1 кг рабочего газа), развиваемая газовой турбиной, снижает расход воздуха на единицу мощности, а значит, и размеры газовых и воздушных трубопроводов.

Турбина установки СПГГ-ГТ меньше по размерам и значительно дешевле турбины постоянного давления обычной газотурбинной установки, расчетная мощность которой назначается в несколько раз больше полезной мощности, снимаемой с вала турбины.

11. СПГГ может работать на дешевом жидком топливе различных видов (соляровое масло, мазут и другие тяжелые продукты перегонки нефти), а также на газообразном топливе различных ви-

дов при осуществлении двухфазного (газо-жидкостного) процесса. СПГГ является многотопливным двигателем. При переходе с одного вида топлива на другой рабочие характеристики СПГГ почти не изменяются и сохраняется удовлетворительная его приемистость.

12. Установка СПГГ-ГТ обладает хорошей приемистостью и быстро переходит на номинальный режим работы. Для пуска установки не требуется длительного прогревания, что особенно важно для судов и локомотивов.

13. СПГГ более надежны в эксплуатации.

При одновременной работе нескольких СПГГ на одну газовую турбину отдельные из них могут отключаться (например, для ремонта), что делает более надежной в эксплуатации всю газотурбинную установку.

14. Установка СПГГ-ГТ по сравнению с обычными газотурбинными установками и дизелями обладает лучшей характеристикой крутящего момента, аналогичной характеристике крутящего момента паровой машины.

Сопоставление различных типов теплосиловых установок показывает, что наилучшей характеристикой зависимости мощности и крутящего момента от числа оборотов вала турбины обладает установка СПГГ-ГТ, у которой при небольших оборотах турбины большое число циклов СПГГ [32].

Так, например, в ряде выполненных установок СПГГ-ГТ максимальный крутящий момент при полностью заторможенном вале турбины в 3,5 раза больше крутящего момента при максимальной скорости ее вращения. При увеличении скорости вращения турбины крутящий момент быстро уменьшается. Этим свойством газотурбинная установка с СПГГ выгодно отличается от обычного двигателя внутреннего сгорания.

15. СПГГ стандартных размеров могут применяться в установках СПГГ-ГТ различных мощностей путем простого объединения генераторов газа в группы.

16. Установка СПГГ-ГТ отличается простой конструкцией, легким доступом к отдельным узлам, сравнительно низкой стоимостью изготовления, эксплуатации и обслуживания.

17. Установки СПГГ-ГТ для локомотивов, судов и других транспортных средств могут быть осуществлены с механическим приводом вместо дорогостоящего электрического.

Опыт промышленного использования установок СПГГ-ГТ показывает, что наиболее целесообразно использовать их в качестве силовых установок основных стационарных и передвижных электростанций в сельской местности и резервных на электростанциях большой мощности. Кроме того, вполне доказана эффективность применения этих установок на водном и железнодорожном транспорте, а также на станциях перекачки газа и нефти.

Наряду с отмеченными преимуществами теплосиловым установкам СПГГ-ГТ присущи следующие недостатки:

1. СПГГ ввиду более быстрого изнашивания его основных деталей — цилиндров и поршней — требуют более тщательного ухода, чем газовая турбина.

2. При отсутствии в СПГГ специальных воздушных буферов диапазон устойчивой его работы определяется энергией воздуха, сжатого в соответствующих мертвых пространствах компрессора.

Однако с изменением подачи топлива в цилиндр дизеля изменяется ход поршней, а следовательно, и действие воздушных подушек, образующихся в мертвых пространствах компрессора. Это может привести к неустойчивости работы СПГГ при изменении нагрузки в широком диапазоне. Кроме того, увеличение мертвых пространств компрессора ведет к снижению объемного к. п. д. компрессора.

Применение специальных буферов для повышения устойчивости работы СПГГ при изменении нагрузки в широком диапазоне усложняет его конструкцию и увеличивает габариты установки.

3. Качество продувки и наполнения цилиндра дизеля СПГГ меняется с изменением хода поршней, зависящего от нагрузки. Фазы распределения подбирают так, чтобы полное открытие продувочных и выпускных окон цилиндра двигателя было обеспечено при минимальном ходе поршней. Поэтому при полной нагрузке двигателя и наибольшем ходе поршневой фазы распределения уже не будут оптимальными.

Ниже будет показана возможность устранения этого характерного для СПГГ недостатка.

4. В СПГГ затруднительно обеспечить привод ряда вспомогательных агрегатов и особенно механический привод топливного насоса. Трудности вызываются тем, что в СПГГ отсутствует вал с равномерным вращением. Около в. м. т., когда поршни дизеля СПГГ сходятся и движение их сильно замедляется, трудно осуществить надежный и быстрый впрыск топлива вследствие того, что кулачковый вал топливного насоса при этом также вращается медленно. Несколько уменьшить этот недостаток возможно увеличением опережения впрыска. Однако это может уменьшить эффективность рабочего процесса дизеля. Иногда применяют аккумуляторную систему подачи топлива, что приводит к усложнению конструкции СПГГ.

Одним из рациональных средств подачи топлива в цилиндр дизеля СПГГ является насос-форсунка с газовым приводом, обеспечивающая надежный и быстрый впрыск топлива независимо от закона движения поршней.

5. При работе нескольких СПГГ на одну газовую турбину могут потребоваться сборники рабочих газов, вызывающие дополнительные гидравлические и тепловые потери.

Из сказанного следует, что разработка новых образцов СПГГ не обойдется без необходимости преодолеть ряд трудностей.

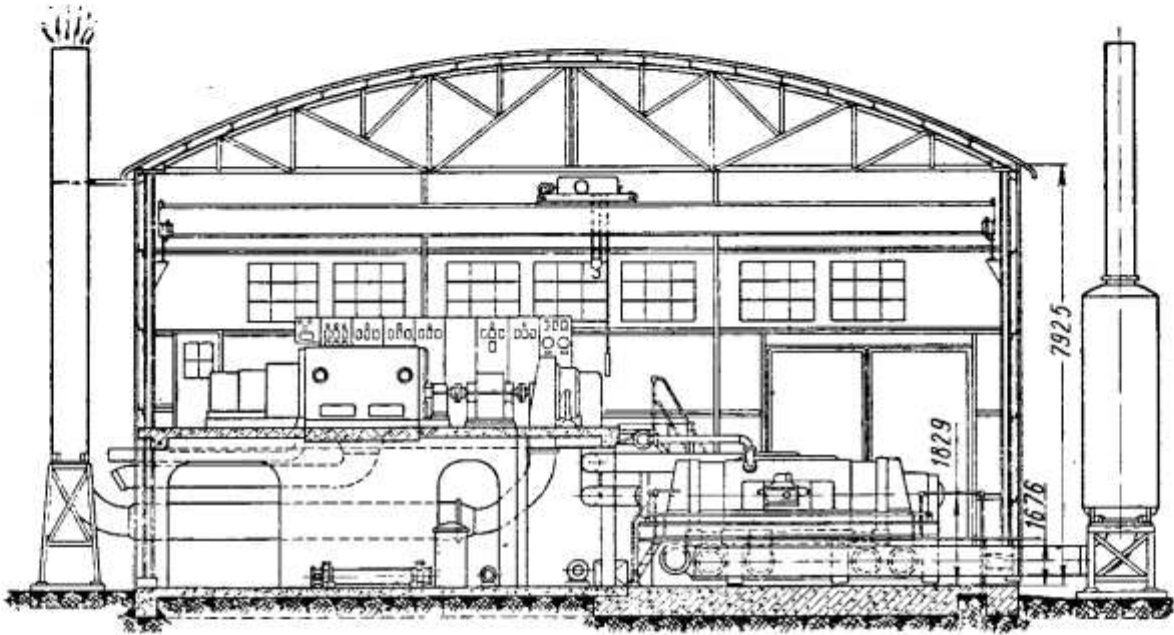
Потребуется большая работа по доводке СПГГ существующих типов и созданию рациональных элементов их конструкции.

§ 2. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С СПГГ

Газотурбинные установки с СПГГ для электростанций

Теплосиловые установки СПГГ-ГТ находят все большее применение в качестве стационарных установок на электростанциях.

На фиг. 2 показана одна из таких электростанций мощностью 5000 квт. Электростанция состоит из электрогенератора, привода и газовой турбины, на которую могут работать один или несколько СПГГ в зависимости от потребной мощности.



Фиг. 2. Электростанция мощностью 5000 квт, оборудованная теплосиловой установкой СПГГ-ГТ.

Для увеличения мощности электростанции может быть сгруппировано несколько таких установок. Число групп установок определяется на основе практического опыта и экономической целесообразности.

Имеются сведения о возможности получения таким путем мощности электростанции около 150 000 л. с.

Ниже приведены основные данные стационарной установки СПГГ-ГТ мощностью 10 000 квт для электростанции:

Мощность в квт	10 000	Удельный расход топлива (низшая теплотворность $H_u = 10\,000$ ккал/кг) в г/л.с.ч.	160
Число газовых турбин (электрических генераторов)	2	К. п. д. привода	0,98
Число СПГГ, работающих на каждую турбину	4	К. п. д. турбины	0,85
		К. п. д. электрогенератора	0,96

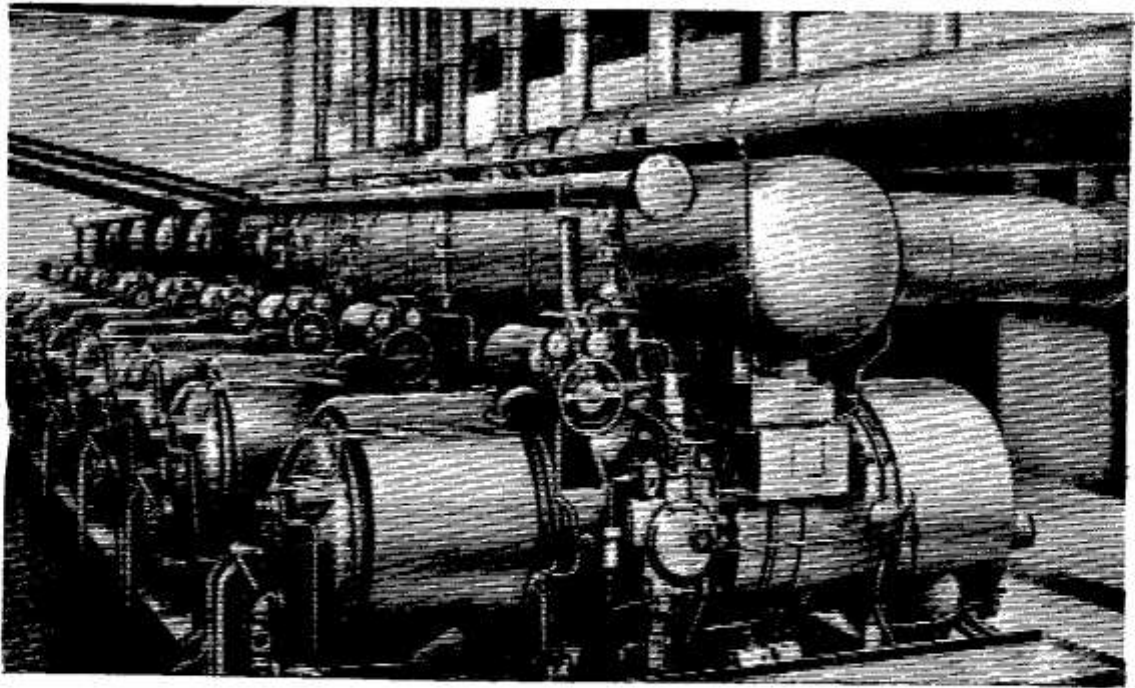
Допустимая перегрузка электрогенератора при любой температуре окружающей среды (до 40° С) в %	125
Общий объем помещения для размещения одного агрегата мощностью 5000 квт в м ³	550
Общий вес одного агрегата мощностью 5000 квт в т	88
Удельный вес установки в кг/л. с	13
Количество воздуха, требующегося для одной установки при мощности 5000 квт (при 27° С на высоте 300 м) в кг/сек	20
Удельная работа, развиваемая 1 кг рабочего газа в газовой турбине, в ккал/кг	60

На фиг. 3 и 4 приведены примеры размещения СПГГ и установок СПГГ-ГТ на электростанции.

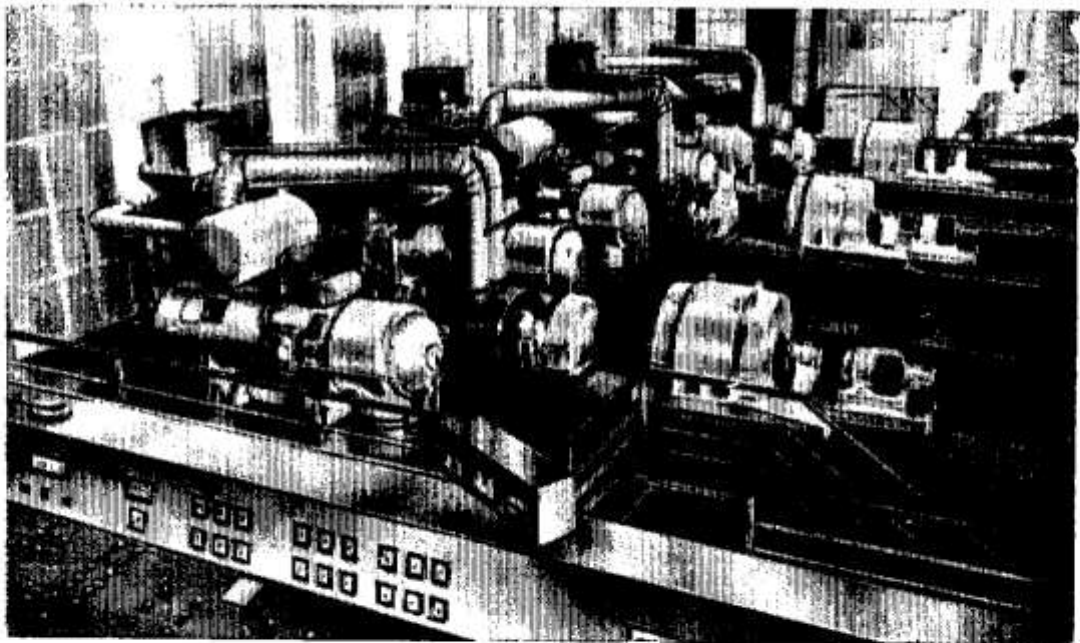
Несколько лет назад фирма Electricité de France заказала для резервных (пиковых) электростанций пять разных типов газотурбинных установок мощностью по 6000 квт. Две из них оборудованы СПГГ, а три — ротационными компрессорами. Основные показатели этих газотурбинных установок приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры	Установка СПГГ-ГТ		Турбины с ротационным компрессором		
	Шербур	Тур	Сан-Дизье	Анжер	Гаршизи
Место установки	Шербур	Тур	Сан-Дизье	Анжер	Гаршизи
Число СПГГ	8	6 (с камерой дополнительного подогрева перед газовой турбиной)	—	—	—
Скорость вращения компрессора в об/мин	—	—	4750	4400	5200
Скорость вращения турбины в об/мин	3000	7500	4750	3000	3000
Число ступеней компрессора	—	—	17	14	Шесть осевых и один центробежный
Число ступеней турбины	9	6	7	2+2	2+2
Давление газа на входе в турбину в кг/см ²	4,38	4,18	4,6	4,0	4,5
Температура газа на входе в турбину в °С	450	650	750 (макс.)	670	700
Мощность электрическая в квт	6170	5500	6000	6000	6000
Гарантированный эффективный к. п. д. на валу турбины в %	35,6	29,7	20,3	17,0	17,1



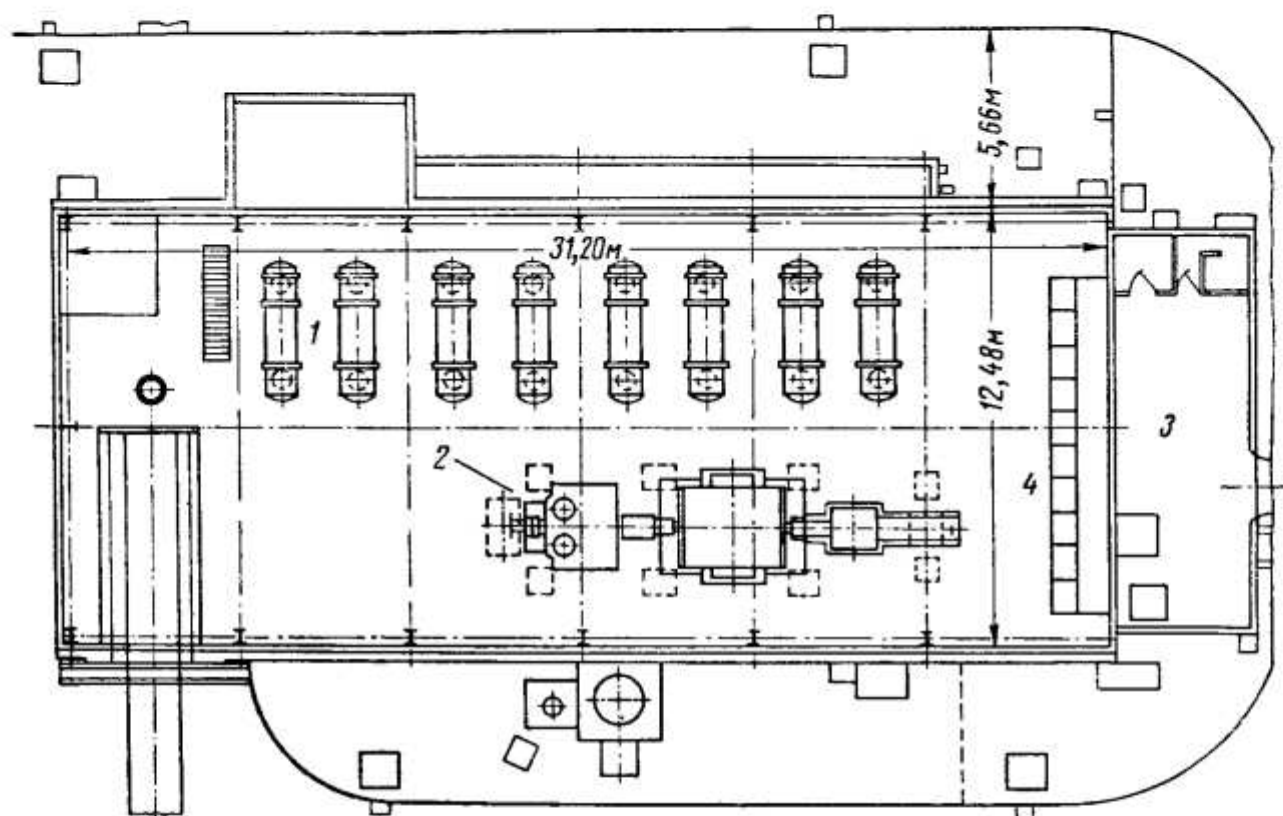
Фиг. 3. Размещение СПГГ типа GS-34 на электростанции.



Фиг. 4. Машинный зал электростанции, оборудованной установкой СПГГ-ГТ.

Газотурбинная установка с СПГГ на электростанции в Шербуре (фиг. 5) пущена в сентябре 1957 г. Согласно проекту турбина должна была получать газ от восьми СПГГ. Однако при испытаниях оказалось достаточным семи СПГГ. Уменьшение необходимого числа СПГГ было достигнуто вследствие использования пульсации во впускном трубопроводе СПГГ для повышения давления перед впускными клапанами (эффект динамического наддува).

Регулирование мощности силовой установки в зависимости от нагрузки осуществляется путем изменения подачи топлива в



Фиг. 5. План электростанции (г. Шербур):

1 — СПГГ; 2 — газотурбогенератор мощностью 6000 кВт; 3 — склад топлива; 4 — щит управления и контрольно-измерительные приборы.

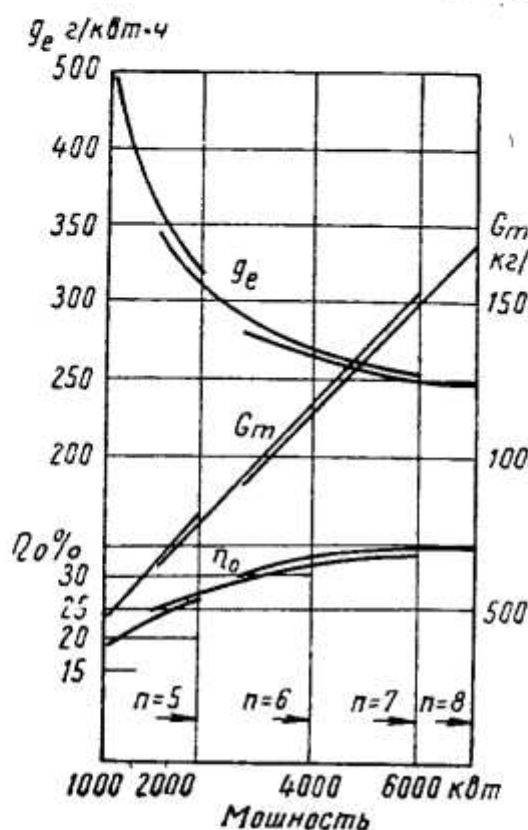
СПГГ. При пуске и малых нагрузках турбины часть рабочих газов перепускается в атмосферу. Аварийный регулятор безопасности, действующий на расцепляющее устройство с электрическим контактом на тахометре, защищает турбогенератор от чрезмерного повышения числа оборотов, перепуская обратно в топливный бак излишнее топливо и ограничивая тем самым предельный ход поршней СПГГ.

Результаты испытаний установки СПГГ-ГТ на электростанции Шербур приведены на фиг. 6. Общий к. п. д. установки на номинальном режиме работы 35%.

Пуск СПГГ производится на легком топливе; после разогрева дизели СПГГ переводятся на тяжелое топливо, подогретое до 110—120 °С. Подогрев топлива осуществляется в теплообменниках. Вода с начальной температурой 150 °С и давлением 6 кг/см² по-

ступает в теплообменник от небольшого котла с автоматическим регулированием температуры. Пуск и остановка теплосиловой установки осуществляются вручную. Расход смазки восемью СПГГ составляет 14,42 кг/ч при полной нагрузке и 11,73 кг/ч при $\frac{3}{4}$ нагрузки.

Вторая установка СПГГ-ГТ мощностью 5500—5800 кВт установлена на электростанции в Туре. Поступающий от СПГГ рабочий газ, имеющий температуру 450 °С, подогревается до 650 °С в



Фиг. 6. Результаты испытаний установки СПГГ-ГТ (г. Шербур); n — число СПГГ.

дополнительной камере сгорания, где содержащийся в рабочем газе кислород используется для сжигания подаваемого в камеру топлива. Повышение температуры газов увеличивает мощность установки и уменьшает необходимое число СПГГ. Однако при этом стоимость установки возрастает: добавляется стоимость камеры сгорания и удорожается газовая турбина (при 650°С требуются более дорогие конструкционные материалы).

Вследствие гидравлических потерь в дополнительной камере сгорания падает общий к. п. д. установки. При нагрузке 5800 кВт он равен ~29%. Камера сгорания вертикальная, с двойными стенками, между которыми проходит газ от СПГГ. Топливный клапан камеры закрывается под действием термостата, когда температура выходящих из камеры газов превышает 650 °С.

В Финляндии создается для пиковой электростанции газотурбинная установка, состоящая из шестнадцати СПГГ GS-34 и двух газовых турбин общей мощностью 6000 кВт.

Английская компания Free Piston Engine создает на электростанции в Сингапуре комбинированную газотурбинную установку с СПГГ общей мощностью 49 000 л. с. Это пока самая мощная в мире силовая установка СПГГ-ГТ. Она будет состоять из шести агрегатов одинаковой мощности [36].

Ведутся работы по созданию СПГГ-ГТ и в ряде других стран. Так, например, в Западной Германии построены две первые газотурбинные установки с СПГГ: одна — для установки на судне, другая — для электростанции.

Установка для электростанции состоит из двух СПГГ и газовой турбины. Предусмотрено также присоединение третьего СПГГ, что позволит периодически отключить один из СПГГ для ремонта.

Данные этой установки для электростанции:

Мощность в л. с.	2000	Температура газа перед турбиной в °С	440
Число оборотов турбины в минуту	8000	Температура газа за турбиной в °С	~250
Число оборотов электрогенератора в минуту	1500	Давление газа за турбиной в <i>ата</i>	1,02
Давление газа перед турбиной в <i>ата</i>	4	Расход газа в <i>кг/сек</i>	7,9

Для регулирования турбины служит центробежный регулятор, воздействующий на подачу топлива в СПГГ.

В опубликованных исследованиях указывается, что удельный расход топлива в таких установках равен 170—175 *г/л. с. ч.*

В случае необходимости длительной работы электростанции при малой нагрузке несколько СПГГ могут быть остановлены. Кроме того, газотурбинные установки с СПГГ, как правило, допускают перегрузку по мощности порядка 10—20%.

На фиг. 7 приведены для примера характеристики газотурбинной установки с двумя СПГГ.

В строительной промышленности, на железнодорожном транспорте, в сельском хозяйстве и других областях народного хозяйства Советского Союза имеется значительная потребность в компактных передвижных электростанциях.

Установка СПГГ-ГТ позволяет создать экономичную электростанцию такого типа. Передвижная электростанция с теплосиловой установкой СПГГ-ГТ мощностью около 250 л. с. может быть установлена на грузовом автомобиле ГАЗ-51.

Основные данные такой установки могут быть приняты следующими:

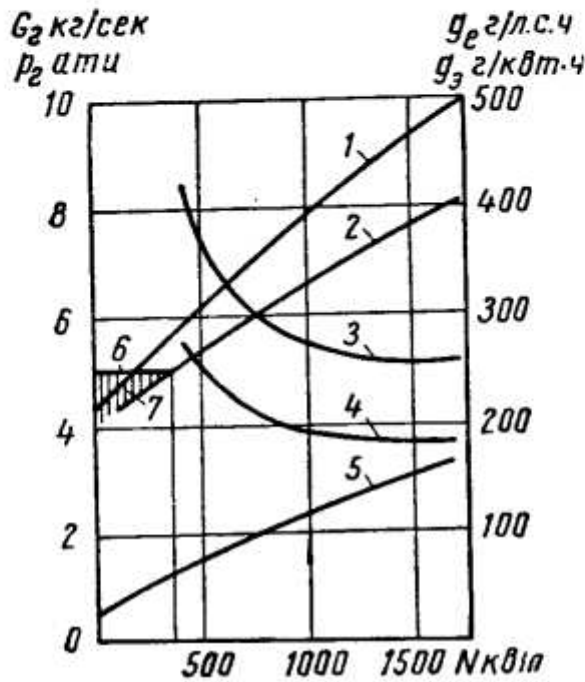
Мощность на валу турбины в л. с.	250
Потребная производительность СПГГ в <i>кг/сек</i> рабочего газа	0,9
Давление газа перед турбиной в <i>ата</i>	5,4
Степень повышения давления воздуха в компрессоре	6
Коэффициент гидравлических потерь	0,9
Температура газа перед турбиной в °С	400
Коэффициент продувки	1,6
Коэффициент избытка воздуха в цилиндре дизеля СПГГ	2,9
Общий к. п. д.	0,40
Удельный расход топлива в <i>г/л. с. ч.</i>	160
Удельная работа, развиваемая 1 <i>кг</i> рабочего газа в газовой турбине, в <i>ккал/кг</i>	50

Общий вес передвижной электростанции составит около 2000 *кг*, что позволит разместить ее на автомобиле ГАЗ-51 или ЗИЛ-164.

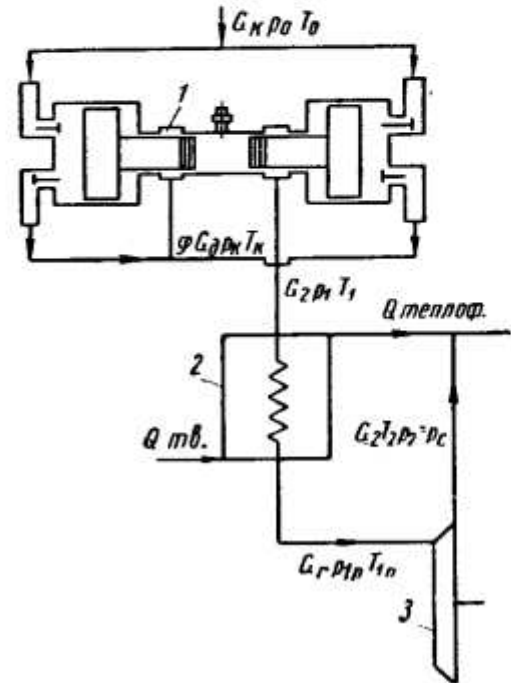
Проектируется передвижная электростанция с установкой СПГГ-ГТ мощностью 1200 *квт*, размещаемая на пятитонном грузовом автомобиле [27].

Применение теплосиловых установок СПГГ-ГТ на электростанциях мощностью 200—1500 л. с. в стационарных условиях при осуществлении двухфазного рабочего процесса позволяет исполь-

зовать, кроме газообразных топлив, различные твердые топлива (торф, горючие сланцы, каменный уголь и др.). Расход жидкого нефтяного топлива в этом случае может быть сведен к минимуму. Для этого СПГГ необходимо перевести на режим работы с большим коэффициентом избытка воздуха ($\alpha \geq 3$), а сравнительно «холодный» рабочий газ, подаваемый из СПГГ в газовую турбину, дополнительно подогревать в специальном подогревателе, работающем на любом местном топливе.



Фиг. 7. Характеристики установки СПГГ-ГТ мощностью 1500 кВт:
 1 — температура газа; 2 — расход газа; 3 — удельный расход топлива, отнесенный к мощности на зажимах генератора; 4 — удельный расход топлива, отнесенный к мощности на валу турбины; 5 — давление газа; 6 — минимальный расход газа; 7 — перепускаемый избыток газа.



Фиг. 8. Схема стационарной газотурбинной установки с СПГГ и дополнительным подогревателем:

1 — СПГГ; 2 — подогреватель; 3 — газовая турбина.

Схема подобной комбинированной установки с дополнительным подогревом на твердом топливе приведена на фиг. 8. Тепло, оставшееся после подогревателя, может быть использовано для теплофикации.

Ниже приведены основные расчетные параметры установки СПГГ-ГТ с дополнительным подогревом.

Мощность на валу турбины в л. с.	200
Степень повышения давления в компрессоре СПГГ	6
Коэффициент гидравлических потерь	0,8
Давление рабочего газа перед турбиной в ати	4,8
Температура рабочего газа после СПГГ перед подогревателем в °С	380
Температура рабочего газа после подогревателя перед турбиной в °С	625
Коэффициент продувки воздуха дизеля СПГГ	1,6
Коэффициент избытка воздуха дизеля СПГГ	2,9
Коэффициент использования тепла в подогревателе (относительное количество тепла, воспринятого рабочим газом в подогревателе)	0,6

Внутренний к. п. д. турбины	0,75
Низшая теплотворность стандартного дизельного топлива в ккал/кг	10 100
Низшая теплотворность торфа, сжигаемого в подогревателе, в ккал/кг	2560

С учетом указанных выше значений основных параметров газотурбинной установки с СПГГ и подогревателем получены следующие расчетные данные такой установки:

Расход рабочего газа в кг/ч	2080
Расход дизельного топлива в СПГГ в кг/ч	30
Расход торфа в подогревателе в кг/ч	85
Относительная доля тепла нефтяного топлива в общем расходе тепла на установку в %	58
Количество остаточного тепла подогревателя, используемого для теплофикации, в ккал/ч	133 000
Общий к. п. д. комбинированной установки	0,25
К. п. д. теплосиловой установки с учетом тепла, идущего на теплофикацию	0,5

Из этих данных, приведенных для установки сравнительно низкого качества (потери давления в системе газопроводов от СПГГ до газовой турбины составляют 20%, внутренний к. п. д. турбины 0,75), общий к. п. д. установки получается вполне удовлетворительным.

Практически гидравлические потери в газопроводе от СПГГ до газовой турбины могут быть значительно снижены. Кроме того, к. п. д. двигателя со свободно движущимися поршнями вполне может достигать 40%. При этих условиях общий к. п. д. установки может повыситься до 30%, а с учетом эффекта теплофикации — до 60%.

Рассмотренные теплосиловые установки могут найти широкое применение в энергоснабжении сельских районов, так как позволяют работать по независимым графикам тепловых и электрических нагрузок, что позволяет создать более рациональный режим их эксплуатации. В общем случае для дополнительного подогрева может быть использован любой вид местного жидкого, твердого или газообразного топлива.

Представляет интерес описанная в литературе [48, 49] установка с СПГГ, если в качестве подогревателя рабочего газа (или воздуха), поступающего из СПГГ, будет использован атомный реактор. В этом случае получается комбинированная теплосиловая установка, в которой для подогрева рабочего газа используется энергия ядерных процессов. Такая установка сможет обеспечить получение больших мощностей в газовой турбине с к. п. д. свыше 30%.

В литературе имеются указания на возможность создания свободнопоршневого реактора, использующего делящийся газообразный продукт (например, гексафторид урана UF_6) в качестве ядерного горючего.

Силовая установка представляет собой герметически изолированный линейный электрогенератор, работающий на делящемся

газе. Цилиндр свободнопоршневого реактора заполняется указанным газом. Одна часть цилиндра окружена отражателем, выполняющим одновременно функции регулятора. Регулирование осуществляется с помощью перемещения отражателя вдоль оси цилиндра. Когда делящийся газ сжат, в нем создаются условия надкритичности, быстро развивается цепная ядерная реакция, в результате чего газ нагревается, расширяется и поршень отбрасывается в противоположную часть цилиндра. Эта часть цилиндра, в свою очередь, может быть также заполнена делящимся газом и окружена отражателем. В данном случае автоматически обеспечивается возвратно-поступательное движение поршня и соединенного с ним якоря электрогенератора, в результате чего механическая энергия, передаваемая поршню, превращается в электрическую.

За последние несколько лет в технической литературе также рассматривается вопрос о создании комбинированной парогазотурбинной установки с СПГГ [33], [34], [35].

В основу таких установок положены следующие идеи. В дизеле СПГГ благодаря высокой степени сжатия можно вполне эффективно сжигать низкосортные жидкие топлива вплоть до мазутов и тем самым обеспечить высокий к. п. д. установки и невысокие эксплуатационные расходы. Вместе с тем рабочий процесс сжигания топлива в цилиндре дизеля СПГГ происходит при большом коэффициенте избытка воздуха ($\alpha > 1$), и, следовательно, поступающий от СПГГ газ содержит большой процент свободного кислорода, который может быть использован для сжигания дополнительного количества топлива, например в дополнительной камере сгорания или топке парового котла. Если топливо сжигать в паровом котле, то полученный при этом пар может быть использован для работы паровой турбины. Подобного рода комбинированные теплосиловые установки исследованы в работах [6], [19], [33], [34], [35]. Одна из принципиальных схем паро-газотурбинной установки с СПГГ приведена на фиг. 9.

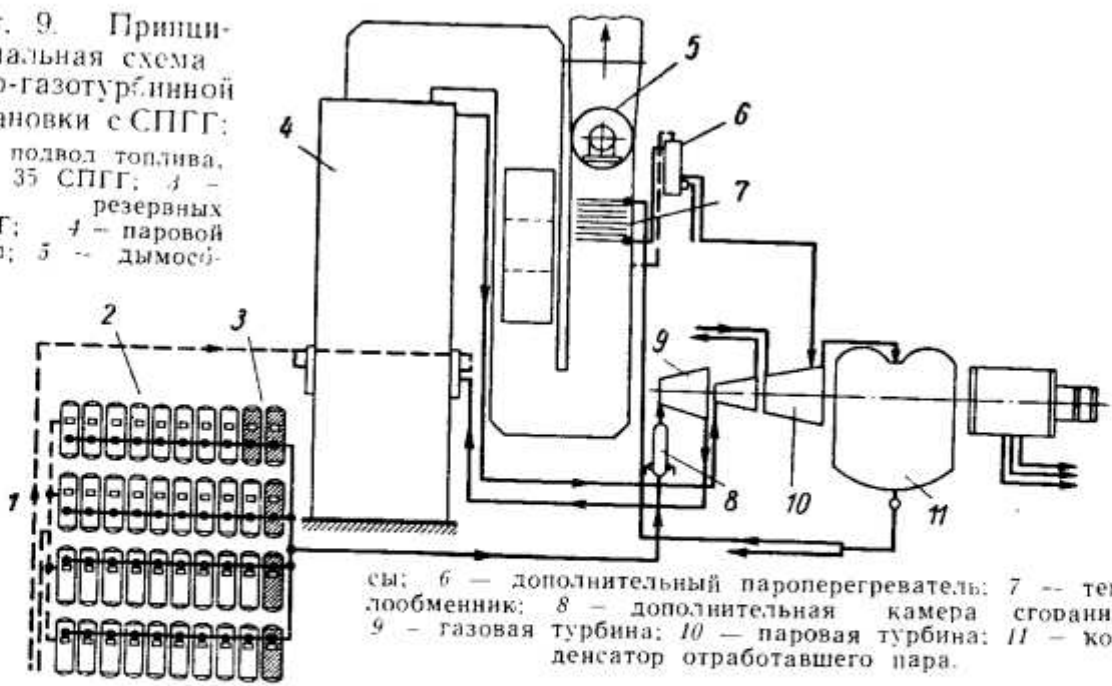
Указанная схема позволяет отказаться от дутьевых вентиляторов и воздухоподогревателей, а следовательно, снизить капитальные затраты и эксплуатационные расходы. Термический к. п. д. комбинированной установки выше, чем обычной.

Возможны три варианта комбинированной паро-газотурбинной установки с СПГГ.

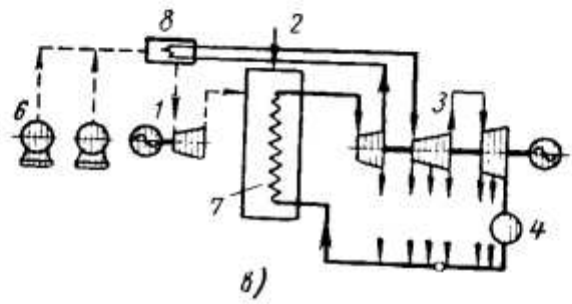
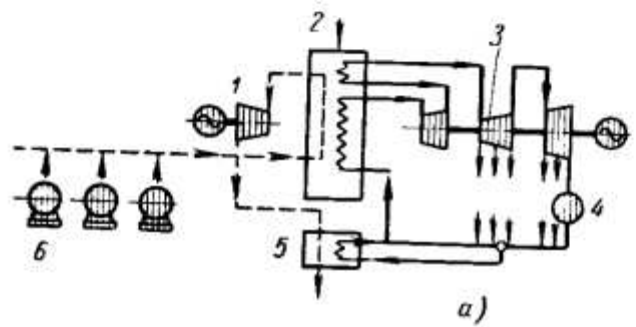
Первый вариант (фиг. 10, а) — рабочий газ от СПГГ под давлением сначала проходит как воздух для горения через топку котла, а затем уже расширяется в сопловом аппарате и на лопатках газовой турбины. В этом случае достигаются небольшие размеры котла, высокий общий к. п. д., но затрудняется сжигание твердого топлива.

Второй вариант (фиг. 10, б) — газ от СПГГ сначала поступает в газовую турбину, а затем уже в топку парового котла. Общий к. п. д. в данном случае ниже, чем в предыдущем, и котел получается более громоздким, но в топке можно сжигать угольную пыль.

Фиг. 9. Принципиальная схема паро-газотурбинной установки с СПГГ:
 1 — подвод топлива; 2 — 35 СПГГ; 3 — пять резервных СПГГ; 4 — паровой котел; 5 — дымососы;

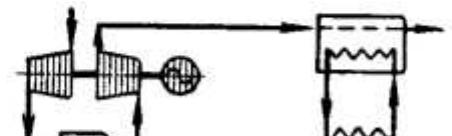
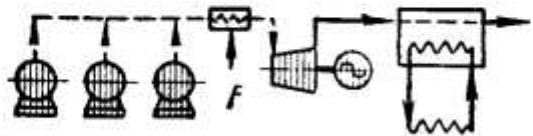
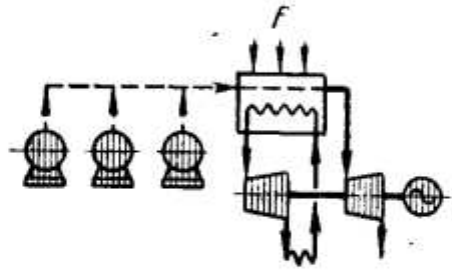
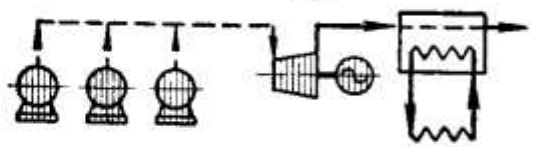
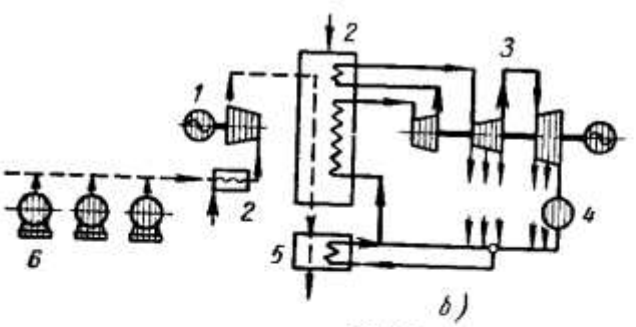


6 — дополнительный пароперегреватель; 7 — теплообменник; 8 — дополнительная камера сгорания; 9 — газовая турбина; 10 — паровая турбина; 11 — конденсатор отработавшего пара.



Фиг. 10. Схема паро-газотурбинной установки:

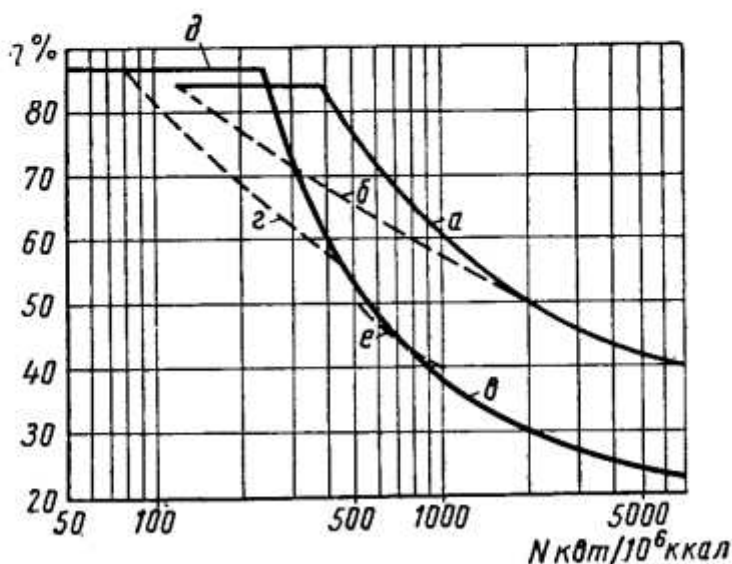
а — СПГГ и паровой котел установлены перед турбиной; б — котел установлен после турбины; в — газовая турбина с СПГГ и отдельным вторичным перегревателем; 1 — газовая турбина; 2 — подача топлива; 3 — паровая турбина; 4 — конденсатор; 5 — экономайзер; 6 — СПГГ; 7 — котел; 8 — вторичный перегреватель.



Фиг. 11. Схемы паро-газотурбинной установки с котлом-утилизатором (F — подвод дополнительного тепла).

Третий вариант (фиг. 10, в) применяется на ТЭС со вторичным перегревом. Рабочий газ из СПГГ пропускают через вторичный перегреватель небольших размеров, расположенный вблизи паровой турбины среднего давления. Вследствие этого снижаются тепловые потери в трубопроводах и повышается к. п. д. парового цикла.

Цикл установки с СПГГ и паровым котлом после газовой турбины осуществляется на французской электростанции Тур, где установлены шесть СПГГ и камера дополнительного подогрева газов между СПГГ и турбиной.



Фиг. 12. Зависимость общего термического к. п. д. η от удельной электрической мощности N :

a — оптимальный комбинированный цикл установки с СПГГ; *б* — тот же цикл, но упрощенный; *в* — оптимальный комбинированный цикл установки с газовой турбиной и ротационным компрессором; *г* — тот же цикл, но упрощенный; *д* — цикл при применении паровой турбины с противодавлением; *е* — цикл при применении паровой турбины с отбором пара.

Без паровой турбины газовая турбина может развивать 20—25% общей мощности установки при к. п. д. на зажимах электрического генератора 34%.

На фиг. 11 показаны возможные схемы паро-газотурбинной установки с СПГГ.

На фиг. 12 показан график общего к. п. д. различных паро-газотурбинных установок с утилизацией тепла в зависимости от удельной электрической мощности $\text{квт}/10^6 \text{ ккал}$ тепла. Температура рабочего газа принята для газовой турбины с СПГГ 450 °С, а для газовой турбины с компрессором — 650 °С.

Как показывают исследования и расчеты, электрическая станция с паро-газотурбинной силовой установкой с СПГГ может дать 10% экономии топлива по сравнению с наиболее совершенной паротурбинной электрической станцией. Паро-газотурбинные установки с СПГГ и утилизацией тепла могут дать общий к. п. д. использования топлива до 85—88%.

Кроме экономии топлива, паро-газотурбинная установка с СПГГ может обеспечить и экономию средств по сравнению с обычной паротурбинной силовой установкой.

Экономия средств при использовании комбинированной установки с СПГГ обуславливается следующим.

1. При малой нагрузке или при ее отсутствии СПГГ легко могут быть остановлены. В связи с этим исключаются потери топлива.

2. СПГГ имеют малые тепловые потери.

3. СПГГ могут пускаться независимо один от другого, для пуска их требуется незначительная вспомогательная мощность; они могут быть сразу же выведены на максимальный режим работы.

4. Газотурбинная часть комбинированной установки имеет термический к. п. д., достигающий 43%.

5. Капитальные затраты на СПГГ и на газовую турбину сравнительно невысоки.

В настоящее время разрабатывается ряд схем паро-газотурбинных установок с СПГГ.

Газотурбинные установки с СПГГ для насосных станций

Установки СПГГ-ГТ могут найти широкое применение в качестве надежных и высокоэффективных установок для насосных станций. Такие установки особенно удобны в случае параллельного включения турбонасосов, так как при этом появляется возможность использования малых и более дешевых центробежных колес.

Кроме указанных в § 1, преимущества установки СПГГ-ГТ при использовании ее на насосных станциях заключаются в хорошей приспособляемости к центробежным машинам, гибкости в отношении регулирования скорости вращения, низкой стоимости эксплуатации, надежности в работе наряду с простотой конструкции, большим сроком службы и высоким к. п. д.

На фиг. 13 показан проект насосной станции с параллельной системой для перекачки нефти.

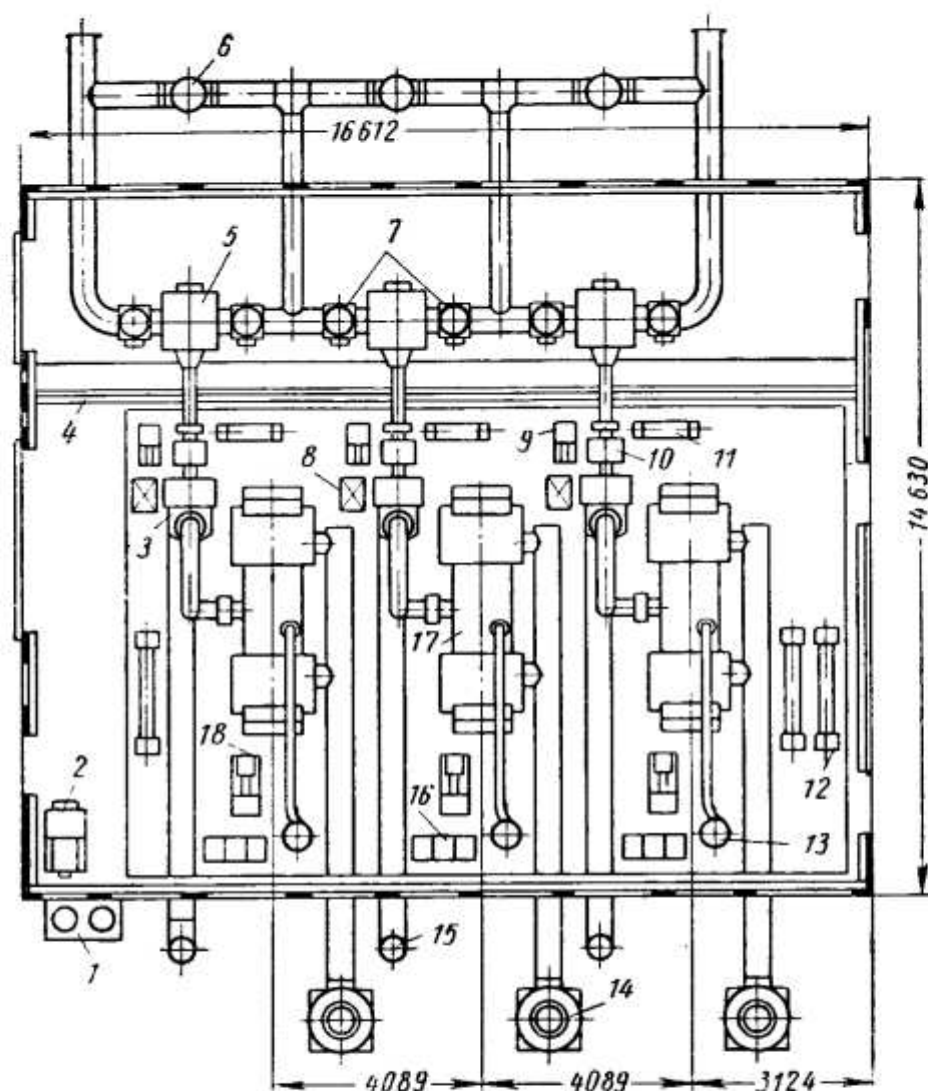
Ниже приведены данные теплосиловых установок СПГГ-ГТ для насосных станций.

Мощность в л. с.	10 000	15 000
Число агрегатов мощностью 5000 л. с.	2	3
Число СПГГ в каждом агрегате	3	3
Число центробежных насосов или компрессоров	2	3
Удельный расход топлива (низшая теплотворность $H_u =$ $= 10\ 100$ ккал/кг), в г/л с. ч.	160—165	160—165
Максимальная перегрузка при температуре окружающей среды до $+40^\circ$ в %	125	125
Общий объем установки в m^3	600	900
Общий вес (без центробежного насоса или компрессора) в т	160	209
Удельный вес установки в кг/л. с.	16	14
Общее количество воздуха, потребного при $27^\circ C$ на высоте 300 м, в кг/сек	26,5	40
Удельная работа, развиваемая 1 кг рабочего газа в газовой турбине, в ккал/кг	66	66

Во Франции с 1955 г. действует насосная станция для перекачки воды, оборудованная газотурбинной установкой с СПГГ.

Общее расположение этой установки показано на фиг. 14.

Силовые установки для станций перекачки природного газа должны обладать высокими к. п. д., сравнительно малым весом

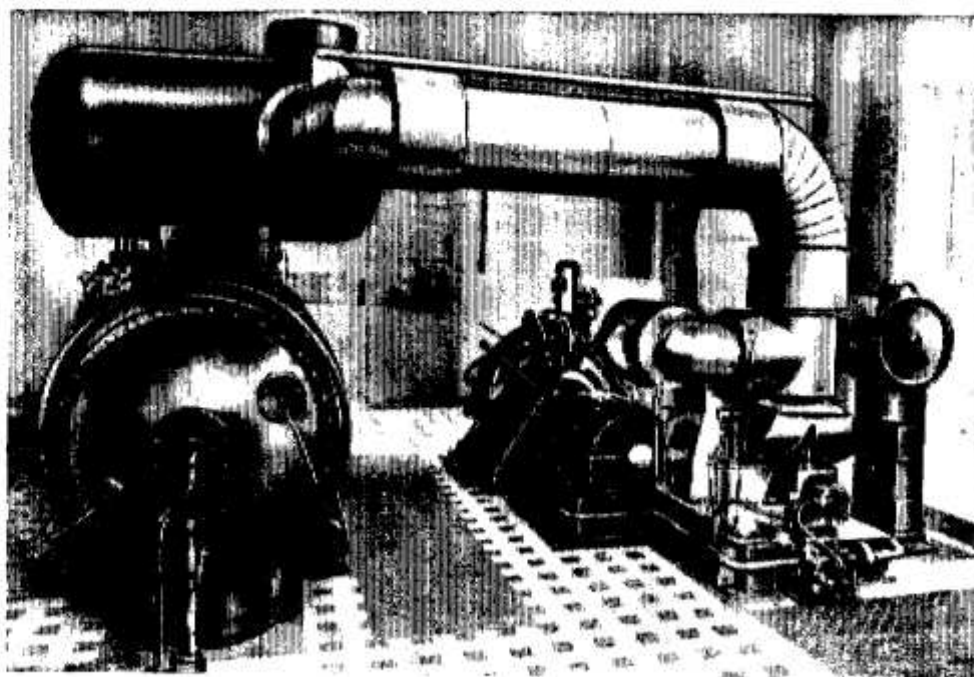


Фиг. 13. Схема турбонасосной станции с СПГГ для перекачки нефти:

1 — ресиверы сжатого воздуха; 2 — воздушный компрессор; 3 — турбина; 4 — противопожарная труба; 5 — центробежный насос; 6 — контрольный клапан; 7 — управляемые впускные и выпускные клапаны; 8 — бак для смазочного масла турбины; 9 — масляный насос турбины; 10 — редуктор; 11 — масляный редуктор турбины; 12 — масляный радиатор; 13 — напорная труба; 14 — глушитель; 15 — выпускная труба для отработавших газов из турбины; 16 — водяной насос в системе охлаждения; 17 — СПГГ; 18 — масляный насос.

(малым расходом металла) и низкой первоначальной стоимостью, а также широким диапазоном мощностей и простотой конструкции. Такими качествами обладают комбинированные теплосиловые установки СПГГ-ГТ. Так, например, комбинированная газотурбинная установка с СПГГ мощностью 10 000 л. с. весит 160 т, тогда как вес сравниваемой установки, состоящей из турбины посто-

янного давления с регенератором, равен 295 т. Комбинированные газотурбинные установки с СПГГ имеют ряд и других преимуществ перед обычными газотурбинными установками при их применении на насосных станциях.



Фиг. 14. Насосная установка с приводом от газовой турбины с СПГГ GS-34.

Газотурбинные установки с СПГГ для железнодорожного транспорта

Применение газотурбинной установки с СПГГ на локомотивах дает ряд существенных преимуществ перед силовыми установками других типов.

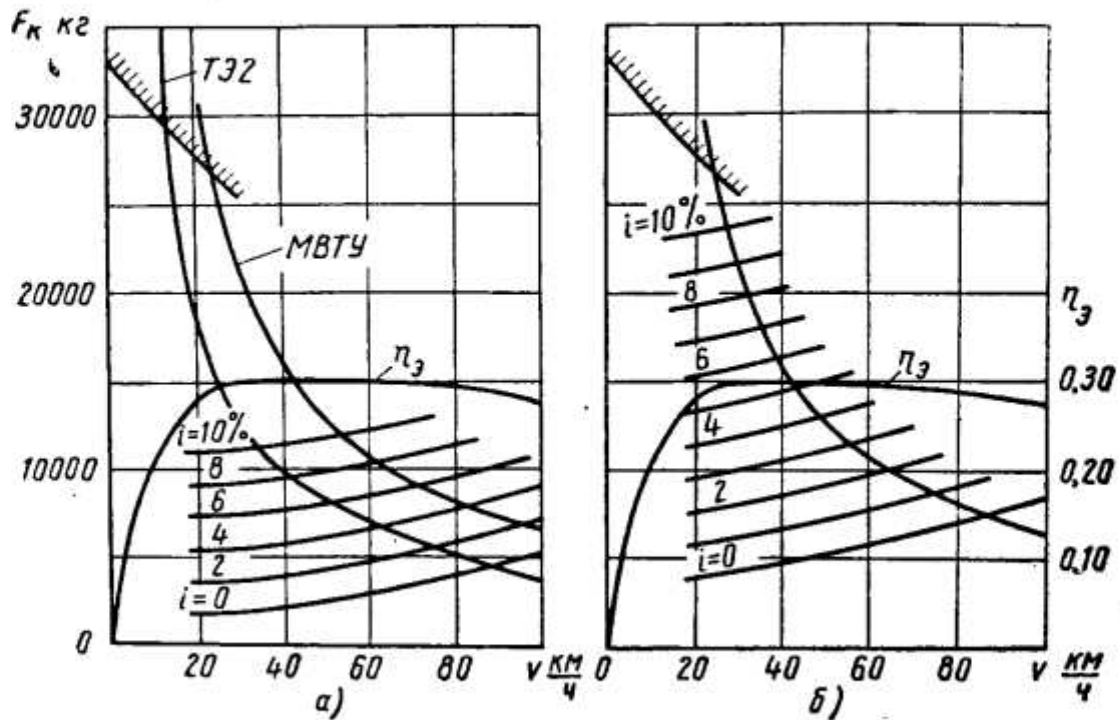
Локомотив с установкой СПГГ-ГТ не требует сложного механизма для изменения скорости движения и дорогостоящего электрического привода.

Опубликованные данные показывают, что существующие дизельэлектрические локомотивные установки менее рентабельны по сравнению с установками СПГГ-ГТ.

Мощность газотурбинных установок с СПГГ, применяемых или проектируемых для локомотивов, находится в пределах 1000—6000 л. с. при удельном весе 8—12 кг/л. с.

В 1950—1951 гг. в Советском Союзе под руководством А. Н. Шелеста (МВТУ) был спроектирован локомотив с установкой СПГГ-ГТ. На фиг. 15 приведены расчетные тяговые характеристики этого газотурбовоза с электрической передачей для пассажирского поезда весом 800 т и для товарного поезда весом 1840 т. Эти данные показывают, что газотурбовоз в одной секции имеет лучшую тяговую характеристику, чем двухсекционный тепловоз серии ТЭ2. С целью упрощения конструкции и эксплуатации газо-

турбовоз в дальнейшем был спроектирован так, что газовые турбины, расположенные на тележках, могли через редуктор непосредственно приводить в движение колеса локомотива.

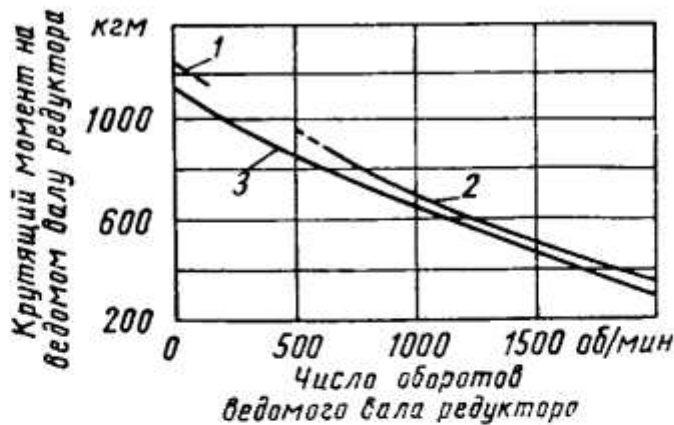


Фиг. 15. Тяговая характеристика тепловоза системы проф. А. Н. Шелеста (МВТУ):

а — с пассажирским поездом весом 800 т; б — с товарным поездом весом 1840 т.

В 1953—1954 гг. во Франции были проведены испытания локомотива с установкой СПГГ-ГТ мощностью 1000 л. с. (локомотив фирмы «Renault»).

Установка состоит из одного СПГГ типа GS-34 и трехступенчатой газовой турбины, связанной с шестеренчатым редуктором, имеющим передаточное число 6,25. Максимальное число оборотов турбины 12 320 в минуту. На фиг. 16 дана зависимость крутящего момента турбины этого локомотива от числа оборотов ведомого вала редуктора.



Фиг. 16. Зависимость крутящего момента турбины от числа оборотов ведомого вала редуктора:

1 — при пуске ($p_1 = 3 \text{ кг/см}^2$); 2 — экспериментальная характеристика, снятая при постоянном расходе топлива ($p_1 = 3 \text{ кг/см}^2$); 3 — расчетная характеристика ($p_1 = 3 \text{ кг/см}^2$).

в рабочем диапазоне чисел оборотов ведомого вала редуктора (500—2000 в минуту) крутящий момент при полностью заторможенном вале турбины в 3,5 раза больше крутящего момента при

На основании приведенных кривых можно сделать вывод, что при почти постоянной мощности турбины

максимальной скорости ее вращения. При увеличении скорости вращения турбины крутящий момент быстро уменьшается. Этим газотурбинная установка с СПГГ выгодно отличается от обычного дизеля. Дизель не может работать при очень низком числе оборотов, так как крутящий момент на валу при этом очень мал.

Газотурбинная установка с СПГГ выгодно отличается также тем, что позволяет создать локомотив без сложной коробки передач. Задний ход тепловоза осуществляется так же, как и в автомобилях, путем переключения зубчатой передачи при остановленном локомотиве.

Основные данные рассмотренного выше локомотива с установкой СПГГ-ГТ приведены в табл. 2. Для сравнения в этой же таблице приведены основные данные эксплуатируемого на железных дорогах Швейцарии локомотива с газотурбинной установкой постоянного давления.

Таблица 2

Параметры	Установка СПГГ-ГТ	Газотурбинная установка постоянного давления
Мощность в л. с.	1000	2200
Удельный расход топлива в г/л. с. ч.	190	400
Температура газов на входе в турбину в °С	500	600
К. п. д. установки	33,5	16
Давление газов на входе в турбину в кг/см ²	3	3
Габаритные размеры в м:		
длина	16,18	—
ширина	2,72	—
высота	4,22	—
Удельный вес в кг/л. с.	54	43
Вес в кг	54 000	93 500

Из данных табл. 2 видно, что при той же температуре и том же давлении рабочего газа перед турбиной и при незначительном увеличении удельного веса локомотив с установкой СПГГ-ГТ расходует вдвое меньше топлива, чем с газотурбинной установкой постоянного давления.

В настоящее время разрабатываются локомотивы с установкой СПГГ-ГТ мощностью 2000, 2400 и 3200 л. с. Однако вполне возможно создание газотурбовозов с такой установкой мощностью около 6000 л. с.

Газотурбинные установки с СПГГ для водного транспорта

Все отмеченные выше преимущества установки СПГГ-ГТ позволяют использовать ее и на водном транспорте как для привода гребного винта, так и в качестве вспомогательной для получения электроэнергии. Комбинированные установки подобного типа весьма подходят для применения на грузовых судах, так как они об-

обладают положительными качествами паровых турбин и экономичностью дизелей.

Судовые установки СПГГ-ГТ позволяют сэкономить в весе примерно 30% по сравнению с обычными паротурбинными установками. Повышение экономичности благодаря меньшему весу установки и высокому ее к. п. д. позволяет увеличить радиус действия корабля без захода в порты в 5—6 раз. Кроме того, хорошая приемистость теплосиловой установки СПГГ-ГТ обеспечивает быстрый переход на номинальный режим по мощности, т. е. необходимую маневренность судна.

В машинном отделении корабля обеспечивается легкий доступ к отдельным элементам установки при ремонте и обслуживании. Потребная высота помещения под полом составляет 2,1 м. Низкое расположение центра тяжести установки облегчает размещение ее на корабле.

Задний ход корабля с такой установкой осуществляется с помощью винта регулируемого шага или турбины заднего хода, располагаемой в общем корпусе турбины или отдельно. При наличии турбины заднего хода общий к. п. д. установки снижается примерно на 2%.

Корабль с установкой СПГГ-ГТ обладает хорошей маневренностью. Так, например, время, необходимое для перехода от полного заднего хода корабля при мощности 1000 л. с., развиваемой комбинированной установкой, до полного переднего хода составляет около 15 сек. Изменение направления хода корабля осуществляется без выключения СПГГ.

Хорошая приемистость установки СПГГ-ГТ позволяет обеспечить необходимую маневренность судна, а сохранение высокого к. п. д. при частичных нагрузках — высокую экономичность и относительно меньшую дымность.

Таким образом, судовая газотурбинная установка с СПГГ обладает основными преимуществами силовых установок современных теплоходов при одновременном отсутствии некоторых недостатков, свойственных обычным судовым дизелям [37].

Предварительное сопоставление показывает, что удельный вес газотурбинной установки с СПГГ может быть значительно ниже, чем обычной газотурбинной установки. Данные о весах установок обоих типов для морских судов приведены в табл. 3.

Таблица 3

Параметры	Обычная газотурбинная установка		Газотурбинная установка с СПГГ	
	3340	10500	3340	10500
Мощность на валу в л. с.	3340	10500	3340	10500
Сухой вес всей установки в т	343	579	118	246
Вес установки в рабочем состоянии в т	373	629	230	450

В настоящее время в ряде стран ведутся работы по переводу судов на газотурбинные установки с СПГГ [20].

Ниже приводятся данные, характеризующие судно с обычной дизельной установкой и с установкой СПГГ-ГТ типа GMS.

Параметры	Корабль с дизельной установкой	Модернизированный корабль с установкой СПГГ-ГТ
Длина корабля в м	127	135
Длина опалубки в м	17,3	17,3
Высота до верхней палубы в середине корабля в м	11,4	11,4
Осадка корабля в м	8,4	7,9
Водоизмещение в т	14 250	13 570
Полезный максимальный груз корабля (относительный к 10 000 миль пройденного пути) в т	9 620	7 493
Емкость для полезного груза в м ³	14 160	14 273
Скорость корабля в км/ч (узлы)	20,5 (11)	28,8 (15 ^{3/4})
Мощность силовой установки корабля в л. с.	2500 (индикаторная)	6000 (на валу турбины)
Общий вес силовой установки корабля в т	463,8	385,4
Расход топлива на 1 км пути в кг	56	45,6

На французском каботажном грузовом судне «Cantenac» водоизмещением 850 т установлена газотурбинная установка с СПГГ общей мощностью 1800 л. с.

Установка состоит из двух СПГГ GS-34 и двух газовых турбин, работающих на один гребной винт через редуктор. Вся силовая установка с СПГГ оказалась на 30 т легче, чем дизель той же мощности при $n = 220$ об/мин.

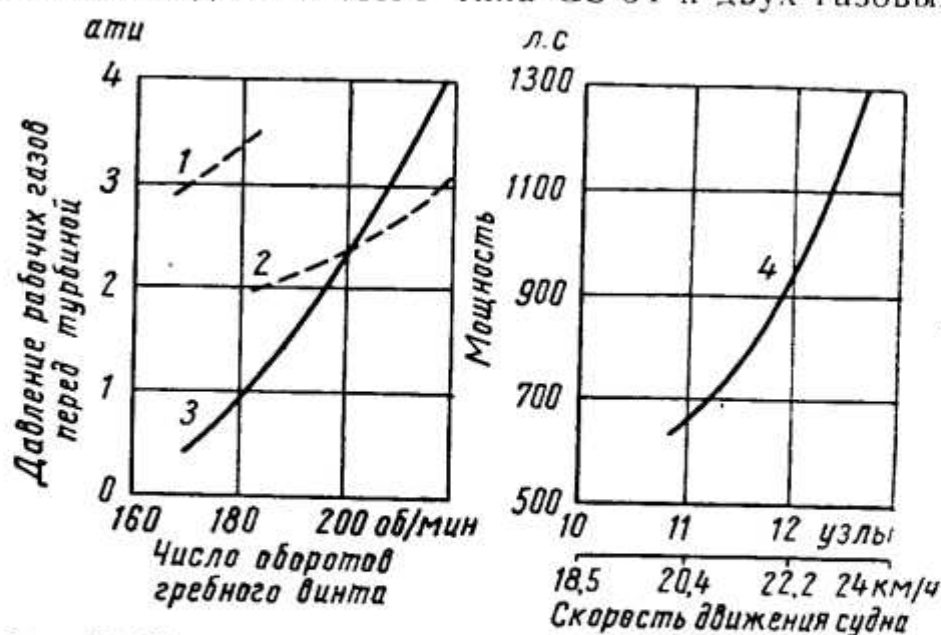
На фиг. 17 дана характеристика этой силовой комбинированной установки. В левой части фигуры приведены кривые мощности и давления рабочего газа перед турбиной в зависимости от числа оборотов винта для случаев работы одного и двух СПГГ, а в правой — кривая потребной мощности газотурбинной установки в зависимости от скорости движения судна.

На фиг. 18 показано изменение основных параметров рабочего процесса СПГГ GS-34 в зависимости от давления рабочего газа перед турбиной.

Как видно из фиг. 18, по мере увеличения давления рабочего газа перед турбиной число циклов СПГГ возрастает, коэффициент избытка воздуха α дизеля несколько снижается, а температура рабочего газа перед турбиной увеличивается. При давлении рабочего газа перед турбиной 3,5 атм адиабатный (газовый) к. п. д. СПГГ достигает 43%*.

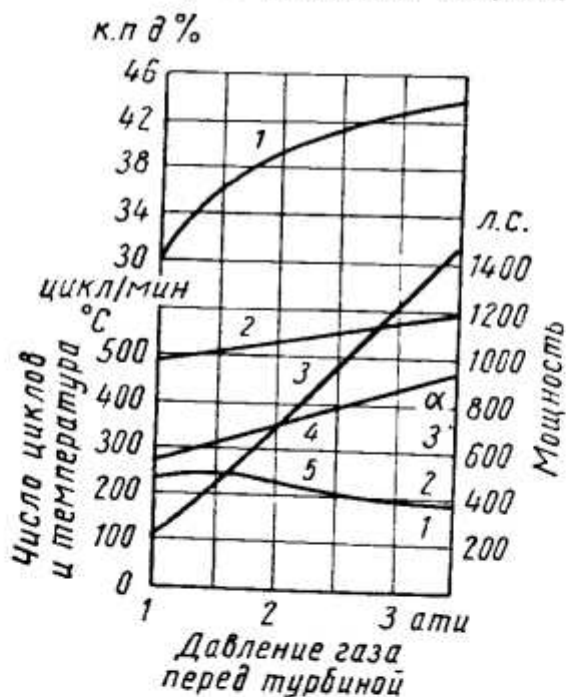
* К. п. д. СПГГ определен по энергии рабочего газа.

На фиг. 19 показана схема судовой комбинированной установки, состоящей из десяти СПГГ типа GS-34 и двух газовых турбин.



Фиг. 17. Характеристика установки СПГГ-ГТ судна «Conte-пас»:

1 — подача газа одним СПГГ; 2 — подача газа двумя СПГГ; 3 — зависимость мощности установки от числа оборотов гребного винта; 4 — зависимость мощности от скорости движения судна.



Мощность на валу гребного винта равна 9000 л. с. Сравнение весов двух установок, состоящих из одного и десяти СПГГ, приведенное ниже, позволяет выявить одну из характерных особенностей СПГГ, которая заключается в том, что удельный вес установки прак-

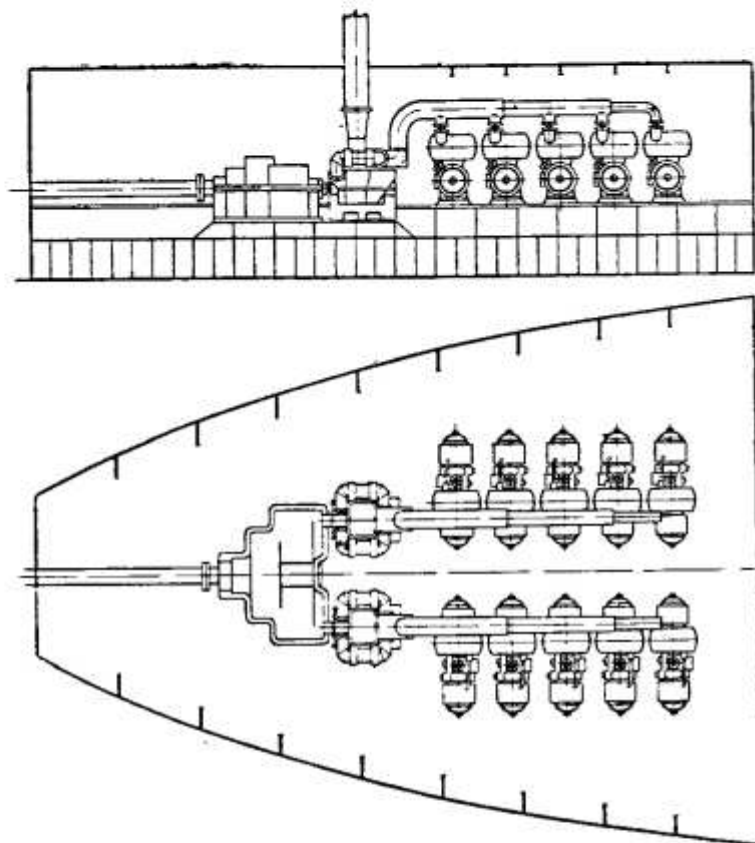
Фиг. 18. Изменение основных параметров рабочего процесса СПГГ GS-34 в зависимости от давления рабочего газа перед турбиной:

1 — к. п. д.; 2 — число циклов в минуту; 3 — мощность; 4 — температура газа перед турбиной; 5 — коэффициент избытка воздуха.

тически не зависит от ее общей мощности (при условии применения СПГГ одной и той же конструкции при одних и тех же показателях его рабочего процесса).

Мощность на валу гребного винта в л. с.	900	9000
Вес СПГГ в т	8,5	85
Вес турбины и редуктора в т	4,0	65
Вес газопроводов в т	0,5	7
Вес вспомогательных агрегатов в т	2,5	15
Общий вес в т	15,5	172
Удельный вес в кг/л. с.	16,8	19

В зависимости от размеров моторного помещения СПГГ могут быть установлены самым различным образом относительно турбины и редуктора. Так, например, в установке, которая должна быть как можно короче, генераторы газа могут помещаться над турбиной и редуктором. Часть рабочего газа СПГГ можно использовать для вспомогательных газовых турбин, приводящих в движение судовые электрические генераторы. Вес и габариты такой установки меньше дизельной установки обычного типа, а надежность в работе выше. Число запасных частей такой вспомогательной



Фиг. 19. Судовая установка, состоящая из десяти СПГГ типа GS-34 и двух газовых турбин (мощность на валу 9000 л. с.).

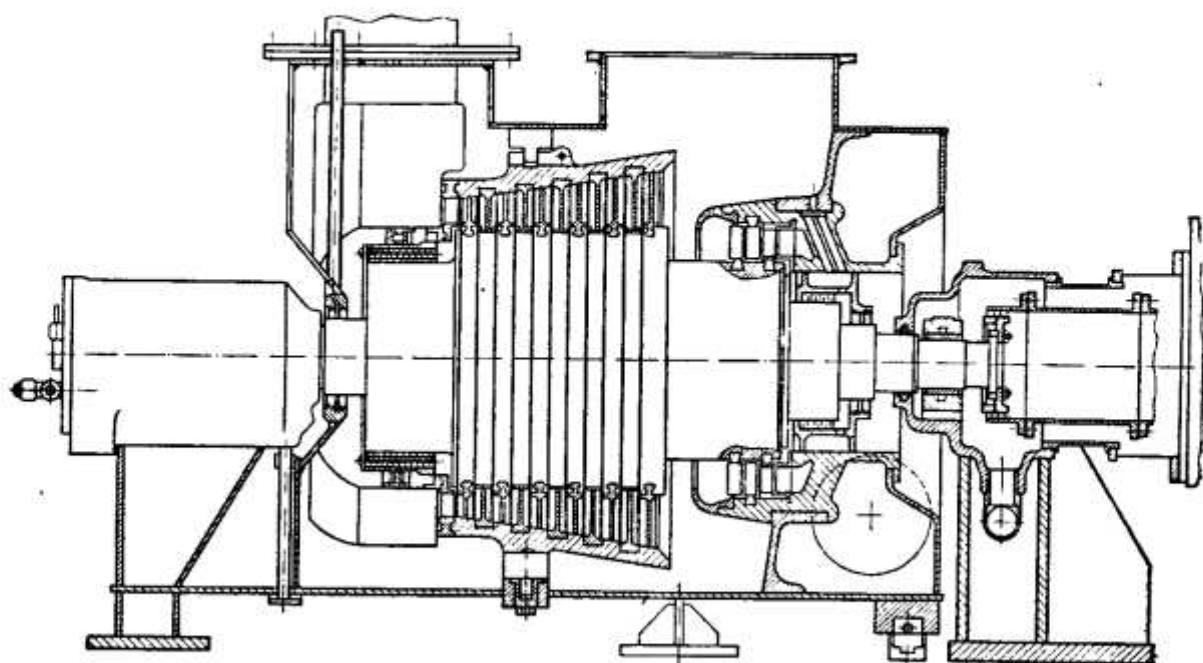
турбоэлектрической судовой установки получается меньше, так как во всей установке используются одинаковые СПГГ.

Испытания показали, что газовая турбина в судовой комбинированной установке с СПГГ может работать значительный срок без переборки. Так, вспомогательная комбинированная установка с СПГГ на нефтеналивном судне «Bethsábée» проработала 4500 ч без ремонта и чистки газовой турбины.

Английское грузовое судно «Moag» грузоподъемностью 9250 т оборудовано установкой СПГГ-ГТ. Эта установка состоит из трех СПГГ GS-34 (мощность каждого 1000 л. с.) и газовой турбины эффективной мощностью на валу 2500 л. с.

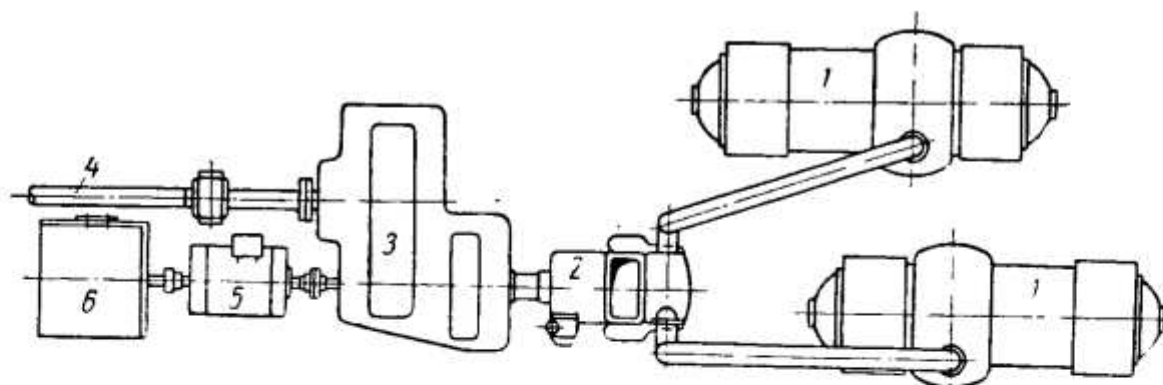
Турбина (фиг. 20), рассчитанная на температуру газа 480 °С, имеет шесть ступеней переднего и две ступени заднего хода. Ступени переднего и заднего хода имеют отдельный подвод газа

и общий выпуск. Управление турбиной при маневрах судна обеспечивается путем подачи газа к ступеням переднего или заднего хода с помощью двухходового клапана. При одновременной подаче газа к обеим секциям турбина останавливается.



Фиг. 20. Конструктивная схема газовой турбины фирмы «Renkin and Blackmore».

В ФРГ спущен на воду большой рыболовный траулер Sagitta [40]. Силовая установка этого траулера состоит из двух СПГГ GS-34, построенных по лицензии фирмой Modag. Рабочий газ из СПГГ



Фиг. 21. Схема расположения основных агрегатов силовой установки траулера «Sagitta»:

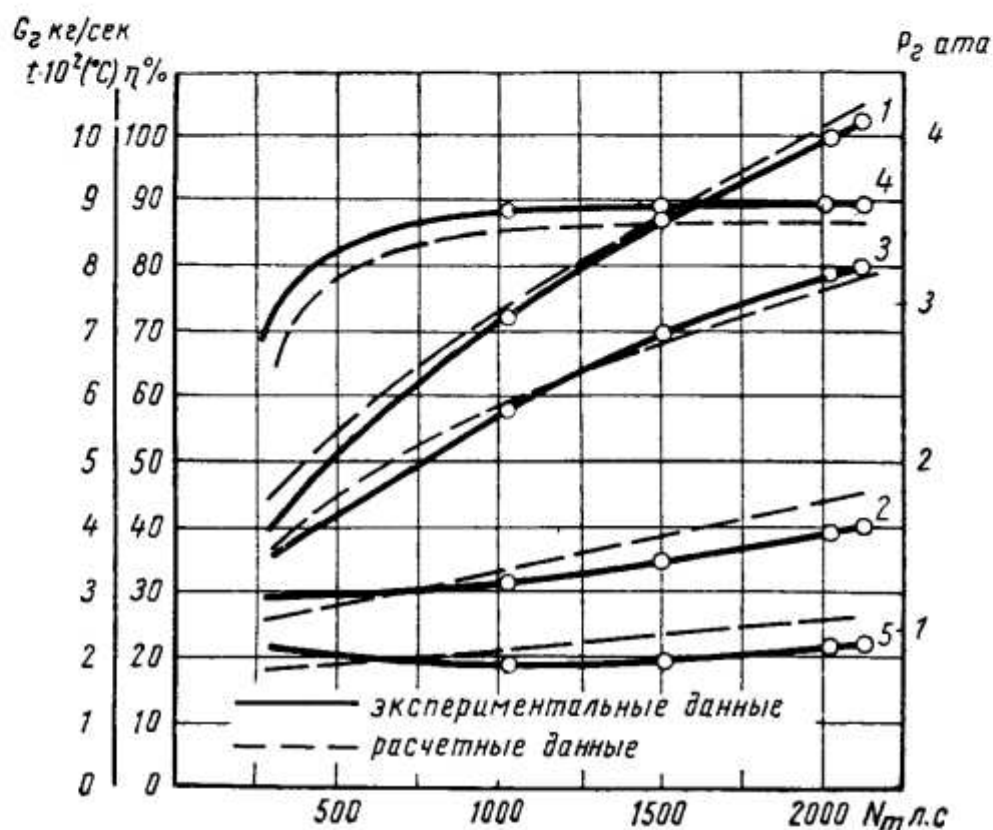
1 — СПГГ GS-34 (Modag); 2 — газовая турбина; 3 — двухступенчатый редуктор; 4 — вал гребного винта; 5 — генератор мощностью 165 кВт; 6 — гидронасос для электродвигателей, приводящих во вращение лебедку с трапом.

подводится к газовой турбине мощностью 2000 л. с. Производительность двух СПГГ составляет 7,17 кг рабочего газа в секунду при давлении 3,1 ати и температуре 435 С°. Пуск СПГГ и их прогрев производится на газойле в течение 30 мин, а работают СПГГ на тяжелом жидком топливе, называемом «бункер С». Общий вес установки с редуктором 35 т, ее эффективный к. п. д. около 37%.

Передача от турбины осуществляется через двухступенчатый редуктор к гребному винту регулируемого шага.

Маневрирование судна осуществляется путем регулирования шага гребного винта при неизменном числе оборотов турбин.

В установке предусмотрена возможность изменения числа оборотов турбины во время траления. При очень низких нагрузках рабочий газ выпускается в атмосферу до входа его в турбину.



Фиг. 22. Основные характеристики установки СПГГ-ГТ траулера «Sagitta»:

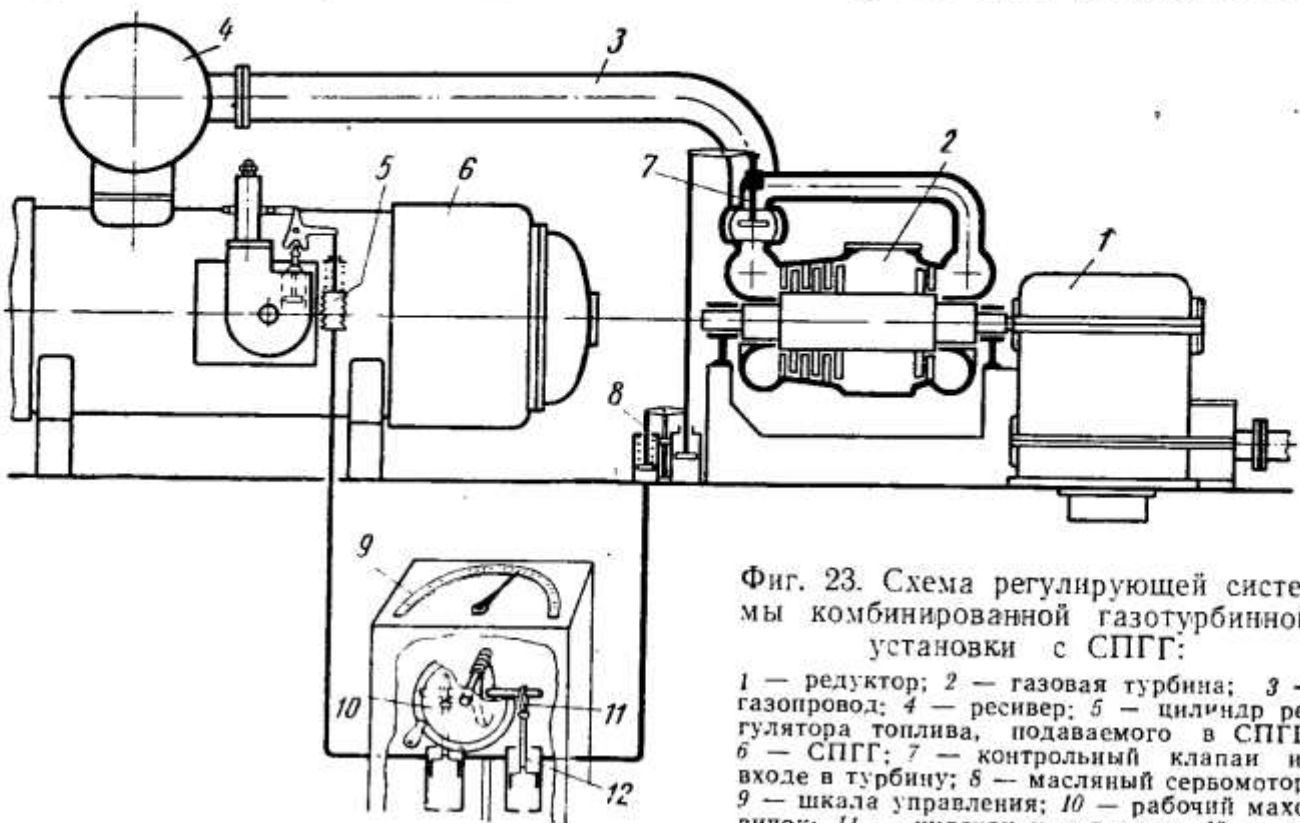
1 — давление газа перед турбиной; 2 — температура газа перед турбиной; 3 — расход газа; 4 — внутренний к. п. д. турбины; 5 — температура газа на выходе из турбины.

На фиг. 21 показана схема расположения основных агрегатов силовой установки траулера, а на фиг. 22 — основные характеристики установки. Особенно характерным в этих графиках является сравнительно пологая кривая к. п. д. турбины.

При разработке судовой газотурбинной установки с СПГГ особое внимание уделяется созданию рациональной конструкции газовой турбины и редуктора. В судовых установках с СПГГ газовые турбины имеют одно или два колеса заднего хода, смонтированных на одном валу с колесами прямого хода, и специальные системы регулирования (фиг. 23).

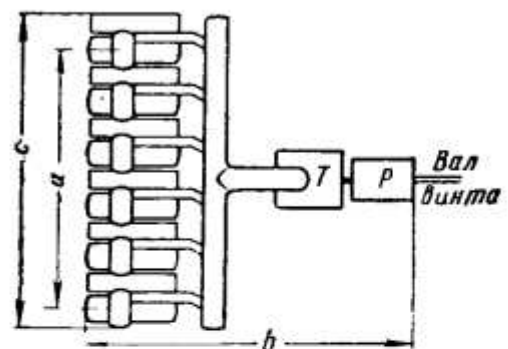
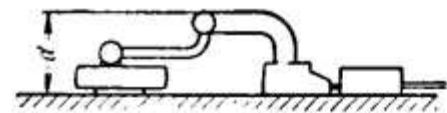
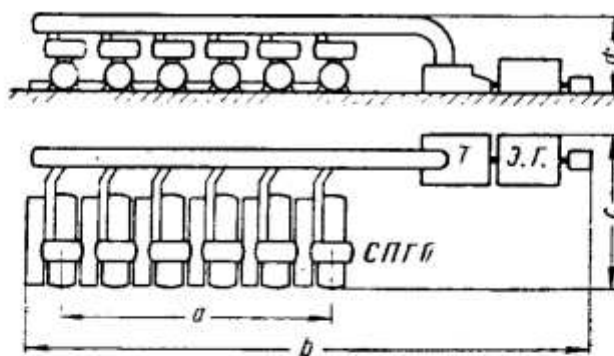
Таким образом, газотурбинные установки с СПГГ ввиду ряда эксплуатационных и экономических преимуществ все более широко применяются на водном транспорте. По тепловой экономичности

установки СПГГ-ГТ приближаются к дизелям, а по габаритам они значительно меньше тихоходных дизелей. Сравнительно низкая температура газа перед турбиной позволяет увеличить время работы установки без ремонта до 20—30 тыс. ч. Кроме того, надежность



Фиг. 23. Схема регулирующей системы комбинированной газотурбинной установки с СПГГ:

1 — редуктор; 2 — газовая турбина; 3 — газопровод; 4 — ресивер; 5 — цилиндр регулятора топлива, подаваемого в СПГГ; 6 — СПГГ; 7 — контрольный клапан на входе в турбину; 8 — масляный сервомотор; 9 — шкала управления; 10 — рабочий маховичок; 11 — кулачок управления; 12 — регулирующий клапан.



Фиг. 24. Характерные размеры установок СПГГ-ГТ для электростанций и судов.

Установки для электростанций

Мощность установки в кВт	Число оборотов в минуту		Размеры в м				Вес в т			Удельный расход топлива в г/квт. ч
	турбины	генератора	a	b	c	d	СПГГ	турбины	генератора	
1500	9000	1500	2,25	10,5	6,5	3,5	16	8	8	240
3000	6000	1500	6,75	20	6,7	3,6	32	12,5	24	237
6000	3000	3000	15,8	30	7	3,7	64	17	20	225
12000	3000	3000	15,8	30	7×2	3,7	128	34	40	225

Установки для кораблей

Мощность установки в л. с.	Число оборо- тов в минуту		Размеры в м				Вес в т			Удельный расход топлива в г/л. с.ч
	турби- ны	винта	a	b	c	d	СПГГ	турби- ны	редук- тора	
2000	6000	130	2,25	11	5,6	3,5	16	13	16	180
3000	5500	125	4,5	13	7,85	3,6	24	16	21	180
4000	5500	115	6,75	15	10,1	3,6	32	20	26	175
6000	3000	100	11,25	16	14,6	3,7	48	25	33	175
8000	3000	100	15,75	16	19,1	3,7	64	30	42	175

работы установки повышается вследствие того, что одну турбину обслуживают несколько СПГГ.

Вследствие этих преимуществ уже в конце 1957 г. во всем мире примерно одна треть установок СПГГ-ГТ предназначалась для водного транспорта [41].

В заключение на фиг. 24 приводятся характерные размеры газотурбинных установок с СПГГ, предназначенных для электростанций и водного транспорта.

Автомобильные газотурбинные установки с СПГГ

Необходимость увеличения скорости и грузоподъемности грузовых автомобилей требует дальнейшего повышения мощности и экономичности автомобильных двигателей.

Применение на грузовом автомобиле установки СПГГ-ГТ не только решает проблему получения высокой мощности, но и существенно снижает вес автомобиля. Такая установка может быть соединена с ведущими колесами автомобиля при помощи гидромуфты, которая значительно проще и легче многоступенчатых коробок передач.

В настоящее время уже создан ряд автомобильных силовых установок СПГГ-ГТ. Разработаны проекты таких установок мощностью 200—400 л. с. при удельном весе 1—1,5 кг/л. с. [24], [28].

В 1951—1952 гг. во Франции был построен газотурбинный грузовой автомобиль с двумя СПГГ.

На автомобиле СПГГ могут быть установлены в горизонтальном или вертикальном положении в задней, центральной или передней его части.

Двигатель транспортной машины должен развивать большой крутящий момент при трогании с места и преодолении подъемов. Характер изменения крутящего момента на валу газовой турбины с СПГГ, как уже отмечалось, отвечает этому требованию. Для автомобиля с установкой СПГГ-ГТ достаточно двух передач для движения вперед с отношением передаточных чисел 1:2 и одной передачи заднего хода.

Исследования показывают, что 18-тонный автомобиль с такой силовой установкой на дороге с уклоном 20% может двигаться со скоростью 5 км/ч, а с уклоном 10% — со скоростью 26 км/ч. При движении со скоростью 80 км/ч по горизонтальной дороге требует-

ся лишь 70% максимальной мощности. При одном работающем СПГГ максимальная скорость на горизонтальной дороге составляет 65 км/ч; возможно также трогание автомобиля с места на подъеме с уклоном 10%.

Некоторую трудность представляет переход с первой передачи на вторую, так как в момент включения первой передачи турбина вращается с максимальным числом оборотов (30 000 об/мин), а трение в ней настолько мало, что даже при полном прекращении подачи газа для уменьшения числа оборотов вала турбины в 2 раза потребовалось бы более 1 мин. Поэтому необходимо специальное тормозное устройство, позволяющее быстро уменьшать скорость вращения вала турбины. Тормозное устройство можно выполнить в виде добавочного тормозного диска ротора турбины, к которому во время переключения передач подводится газ от СПГГ. Тормозной диск может также служить для остановки автомобиля и, кроме того, для торможения при длительных спусках.

При двух работающих СПГГ с помощью тормозного диска можно остановить автомобиль на спуске с уклоном 14%, не пользуясь тормозами колес. На спуске с уклоном 20% тормозной диск позволяет снизить скорость до 40 км/ч. При одном работающем СПГГ тормозной диск позволяет снизить скорость движения на спуске с уклоном 10% до 50 км/ч.

Таким образом, при наличии тормозного диска можно совершать спуск со всех практически встречающихся уклонов, не пользуясь тормозами колес. Потери на вращение тормозного диска составляют приблизительно 7 л. с., т. е. около 3% мощности силовой установки.

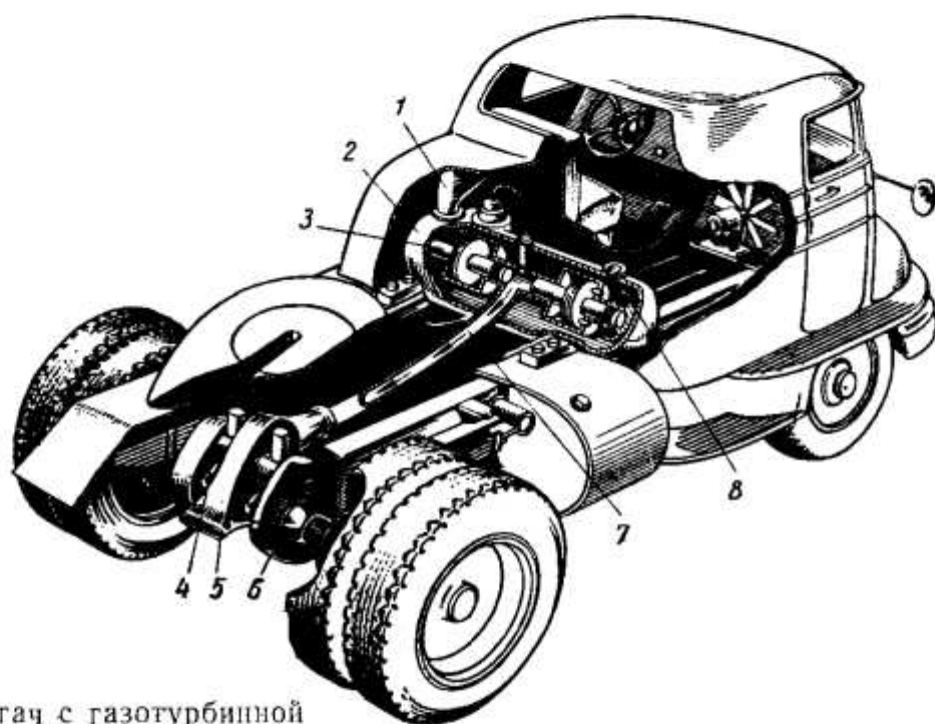
Управление автомобилем с установкой СПГГ-ГТ подобно управлению автомобилем с гидравлической передачей. Помимо обычных рычагов тормоза и переключения передач, водитель должен управлять также педалью подачи топлива и рычагом газораспределителя, установленным, например, под рулевым колесом. При малой подаче топлива рабочий газ подводится через газораспределитель одновременно к рабочей турбине и тормозному диску; в данном случае турбина работает с малым числом оборотов. При нажатии на педаль подачи топлива прежде всего прекращается подача газа к тормозному диску. После этого регулирование мощности турбины производится путем непосредственного управления подачей топлива. При отпуске педали подачи топлива для переключения с первой передачи на вторую открывается доступ газа к тормозному диску. Так как число оборотов турбины в этот момент очень велико, то возникает весьма большой тормозной момент, необходимый для уменьшения числа оборотов турбины с 30 000 до 15 000 в минуту в течение нескольких секунд. Чтобы использовать турбину для торможения автомобиля, рычаг газораспределителя переводят в нижнее положение и тем самым прекращают доступ газа к рабочим дискам турбины. После этого можно регулировать тормозной момент с помощью педали подачи

топлива. Следует заметить, что на не очень крутых спусках (уклон 5—7%) для торможения автомобиля достаточно давления рабочего газа, подаваемого из СПГГ при работе с малой нагрузкой.

Первая передача используется только при продолжительных подъемах. При нормальной эксплуатации автомобиль всегда трогается с места на второй передаче, являющейся по существу прямой передачей.

Таким образом, можно ожидать, что газотурбинные установки с СПГГ найдут широкое применение в первую очередь на тяжелых грузовых автомобилях и тягачах.

На фиг. 25 приведен тягач с весьма компактно расположенной газотурбинной установкой с СПГГ.



Фиг. 25. Тягач с газотурбинной установкой СПГГ-ГТ:

1 — топливный насос; 2 — СПГГ; 3 — поршни; 4 — газовые турбины; 5 — выпускной трубопровод; 6 — редуктор; 7 — гибкая труба для подачи газа в турбины; 8 — входной заборник воздуха в СПГГ.

В 1956 г. фирма GMC выпустила опытный экземпляр легкового автомобиля XR-500 с газотурбинной установкой с СПГГ мощностью 300 л. с. [21], [24], [25], [42]. На автомобиле установлен двухцилиндровый СПГГ типа GMR4-4 с шатунно-шарнирным механизмом синхронизации. Оба цилиндра смонтированы в одном блоке. СПГГ размещен в передней части автомобиля, а газовая турбина смонтирована непосредственно на заднем мосту и приводит в движение задние колеса автомобиля.

Основные данные СПГГ SMR4-4 следующие:

Мощность в л. с.	300	Высота в мм	457
Длина в мм	1016	Число циклов в минуту:	
Ширина в мм	863	максимальное	2400
		минимальное	1000

Давление в конце сгорания в цилиндре дизеля в <i>ати</i> 140	Ход блока поршней в <i>мм</i> 127	
Диаметр цилиндра дизеля в <i>мм</i> 101,6	Общая степень сжатия 30—50	
Диаметр цилиндра компрес- сора в <i>мм</i> 279,4	К. п. д. турбины 0,8	
	Расход топлива в <i>кг/л. с. ч.</i> 0,202	
	Эффективный к. п. д. уста- новки 0,32—0,36	

Газовая турбина — пятиступенчатая «De-Diop». Давление газа перед турбиной 3 *ати*, температура 480°. Низкая температура рабочего газа позволила изготовить лопатки турбины из стали типа сильхром.

Изменением хода поршней СПГГ достигается изменение производительности компрессора до 45%. Одновременно в установке осуществляется регулирование мощности путем перепуска воздуха из ресивера в патрубков перед впускными клапанами компрессора, что улучшает рабочий процесс дизеля.

СПГГ GMR4-4 уже отработал тысячи часов только на одних сернистых топливах, что указывает на сравнительно малое влияние сорта топлива на его работу.

К. п. д. СПГГ около 40—45%. При к. п. д. турбины $\eta_m = 80\%$ общий к. п. д. газотурбинной установки $\eta_0 = 32 \div 36\%$.

Таким образом, выполненная газотурбинная установка с СПГГ не только не уступает, но даже имеет преимущества перед автомобильными бензиновыми двигателями с высокой степенью сжатия и дизелями.

В настоящее время ведутся работы по применению газотурбинной установки с СПГГ на грузовом автомобиле. Два СПГГ располагаются по обеим сторонам рамы, а небольшая тяговая турбина устанавливается между ее лонжеронами.

В последнее время опубликовано описание нового СПГГ автомобильного типа мощностью 50 *л. с.*, выполненного фирмой «Ford». Этот СПГГ может работать на различных видах жидких и газовых топлив (в том числе на бензине и пропане) с применением как искрового зажигания, так и воспламенения от сжатия. Системы карбюрации и непосредственного впрыска в СПГГ взаимозаменяемы. Переход с одной системы питания на другую в зависимости от нагрузки осуществляется автоматически: при низких нагрузках — искровое зажигание, при высоких — воспламенение от сжатия.

Другая автомобильная газотурбинная установка с СПГГ фирмы «Ford» имеет мощность 150 *л. с.* при 2400 циклов в минуту. Диаметр цилиндра двигателя 95 *мм*, диаметр цилиндра компрессора 279 *мм*, максимальный ход блока поршней 173 *мм*, ход блока поршней на номинальном режиме 107 *мм*, диаметр турбинного колеса 152,4 *мм*. Эта установка предназначается для автомобилей и тракторов. Удельный расход топлива экспериментального образца установки 204 *г/л. с. ч.* После доводки расход топлива будет снижен. Эта установка была смонтирована на экспериментальном тракторе «Тайфун» [43]. Регулирование мощности двигателя осуществляется одним рычагом, управляющим дросселями, установ-

ленными на входе в компрессор и механически соединенными с рейками топливных насосов.

Параметры рабочего газа перед турбиной следующие:

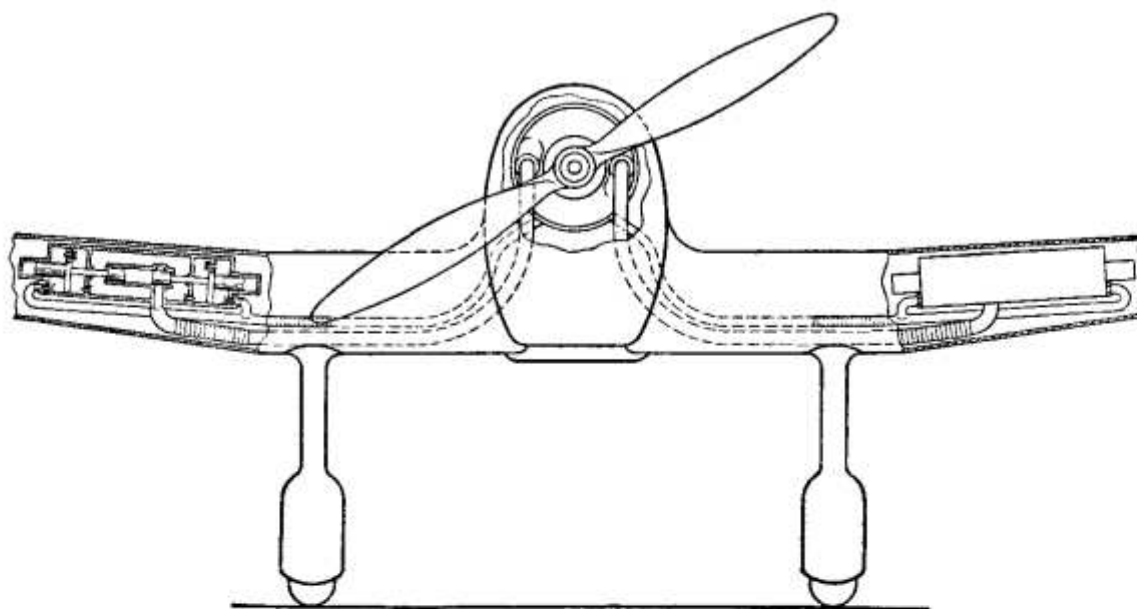
Давление перед турбиной в <i>ата</i> :	
при номинальной нагрузке	2,8
при полной нагрузке	4,2
Температура перед турбиной в °С	520
Температура после турбины в °С	400
Число оборотов турбины в минуту	43 000
Общая длина СПГГ в <i>мм</i>	940

Имеются сообщения, что в Англии проектируется выпуск малогабаритного СПГГ для танков [44].

Газотурбинные установки с СПГГ для самолетов и вертолетов

Еще в пятидесятых годах проводились исследования по применению газотурбинной установки с СПГГ на самолете. В установке предусматривалась дополнительная камера сгорания [45], [46].

Подобная силовая установка была предложена еще в сороковых годах Р. П. Пескара. В его проекте СПГГ подает рабочий газ в газовую турбину, вращающую воздушный винт. Эта установка удобна для высотных самолетов, так как степень сжатия в СПГГ

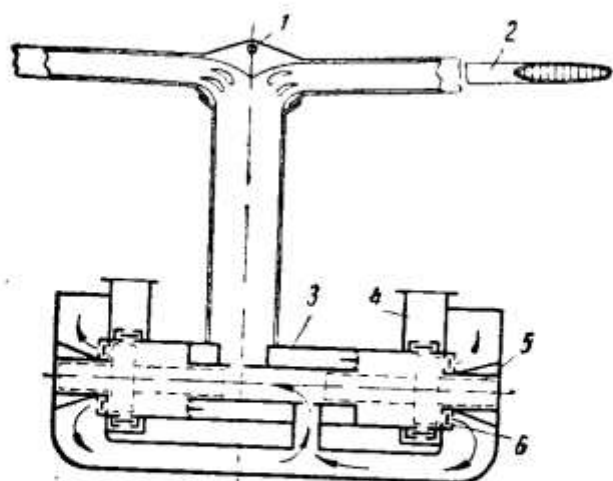


Фиг. 26. Общий вид самолета с установкой СПГГ-ГТ:

может автоматически регулироваться в зависимости от высоты полета с тем, чтобы газовая турбина обеспечивала постоянное отношение между скоростью полета и числом оборотов винта. Общий вид самолета с такой СПГГ-ГТ показан на фиг. 26.

Позднее была предложена схема вертолета с силовой установкой, использующей СПГГ.

В вертолете с реактивным приводом ротора, выполняющим функции турбины и редуктора, СПГГ подает рабочий газ через лопасти ротора к помещенным на их концах реактивным соплам (фиг. 27). Для такой силовой установки приведенный расход топлива, включая потери в трубопроводах, будет составлять 368 г/л. с. ч. на роторе. Этот необычно малый для любого возможного типа силовой установки с реактивным приводом расход выдерживает сравнение с расходами вертолетной силовой установки с механической трансмиссией.



Фиг. 27. Силовая установка с СПГГ для вертолета:

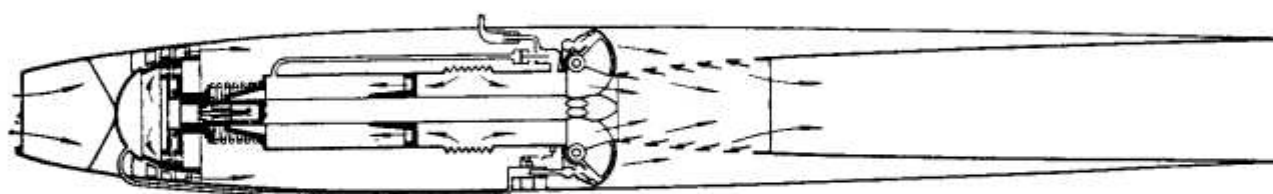
1 — шарнир ротора; 2 — ротор; 3 — цилиндр дизеля; 4 — впускной патрубок; 5 — буферный цилиндр; 6 — компрессор.

оценить в 1,13 кг/л. с. на роторе. Однако он может быть снижен до величины 0,84 кг/л. с. на роторе, если учесть, что применение дополнительных камер сгорания на концах лопастей дает повышение мощности на максимальном режиме на 35%.

В 1956 г. в ФРГ был выдан патент П. Шмидту на реактивный двигатель с СПГГ [47]. В этом проекте СПГГ подает вырабатываемый рабочий газ на сопло реактивного двигателя, в результате чего создается полезная тяга летательного аппарата. При этом для эффективного использования рабочего объема цилиндра СПГГ и увеличения его производительности необходимо обеспечить в СПГГ высокую среднюю скорость движения поршней или высокое число циклов СПГГ при заданной величине рабочего хода. Однако в данном случае время, отводимое на газообмен, сокращается, что может привести к снижению к. п. д. установки из-за снижения коэффициента наполнения и повышения коэффициента остаточных газов. Для преодоления указанной тенденции цилиндр дизеля СПГГ снабжается в своей средней части впускным клапаном и у одного из своих концов автоматическим выпускным клапаном.

Рабочий газ подается через выпускной клапан в специальную эжекторную камеру, сильное отсасывающее действие которой улучшает продувку и заполнение цилиндра дизеля свежим воздухом. Рабочий газ от СПГГ направляется на сопло реактивного двигателя, создавая при истечении силу тяги. Для обеспечения высокой производительности СПГГ и, следовательно, большого числа циклов поршни должны иметь минимальный вес. На фиг. 28 показан общий вид реактивного двигателя с СПГГ, а на фиг. 29 — характер изменения давления в СПГГ за цикл. Кривая 1 соответст-

вует давлению рабочего газа, а кривая 2 — давлению воздуха в противоположном конце цилиндра дизеля СПГГ. Максимальная скорость поршней достигала при испытаниях 50—80 м/сек. Конструкция же СПГГ допускала скорость движения поршней свыше 100 м/сек. Однако, как уже указывалось, чрезмерное увеличение скорости ведет к ухудшению газообмена и повышению ускорений ряда деталей СПГГ. Максимальное давление сгорания составляло 80—100 атм.

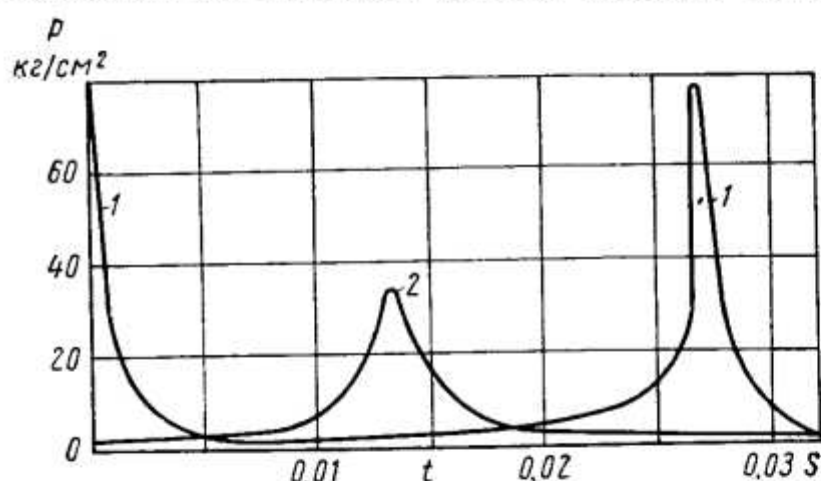


Фиг. 28. Общий вид реактивного двигателя с СПГГ.

Большие скорости движения поршня обеспечивают высокую степень использования рабочего объема цилиндра СПГГ, а большая степень сжатия — высокий общий к. п. д. установки. Эти факторы обуславливают небольшой вес и малый расход топлива силовой реактивной установкой по сравнению с известными типами реактивных двигателей.

Фиг. 29. Осциллограмма рабочего процесса СПГГ, предназначенного для реактивной силовой установки:

1 — давление рабочего газа; 2 — давление воздуха.



Все это в целом делает целесообразным применение рассмотренного типа реактивного двигателя с СПГГ для летательных аппаратов, движущихся с околосвуковыми или сверхзвуковыми скоростями.

Таким образом, приведенные в этой главе данные показывают возможное использование теплосиловых установок с СПГГ в самых различных областях промышленности и транспорта.

В настоящее время создано и выпущено различными странами свыше 30 новых типов СПГГ. К. п. д. СПГГ последних выпусков достигает 42%, что значительно выше, чем первых СПГГ.

Дальнейшие успехи в создании рациональной конструкции СПГГ, улучшении его рабочего процесса, а также достижения в газотурбостроении еще более повысят рентабельность таких теплосиловых установок.

Глава II. ИССЛЕДОВАНИЕ ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА И ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ СХЕМ СПГГ

§ 3. ИССЛЕДОВАНИЕ ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА КОМБИНИРОВАННОЙ УСТАНОВКИ

Современные теплосиловые установки СПГГ-ГТ появились в результате длительного развития наддува как средства форсирования двигателей внутреннего сгорания. Особую роль в этом отношении сыграл газотурбинный наддув (турбонаддув).

Двигатель с турбонаддувом явился, по существу, первой комбинированной установкой, в которой поршневой двигатель внутреннего сгорания и газовая турбина представляли собой единое целое.

Увеличение давления наддува, мало отражаясь на экономичности процесса, значительно повышает литровую мощность двигателя. По мере увеличения роли компрессора в процессе сжатия рабочего воздуха растет доля турбины в энергетическом балансе установки.

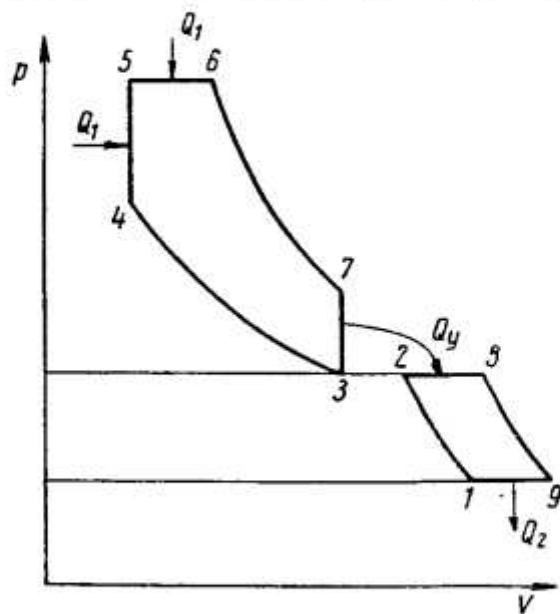
При сравнительно высоких значениях относительного к. п. д. турбокомпрессора турбина может развивать некоторую избыточную мощность и передавать ее на вал двигателя. Расчеты, однако, показывают, что этот избыток мощности сравнительно невелик и достигает максимума при наддуве около 3—4 *ата*. При дальнейшем увеличении давления наддува этот избыток резко снижается.

Результат существенно меняется, если функции компрессора передать самому дизелю. Свободнопоршневой генератор газа и представляет собой агрегат, выполняющий роль дизеля и компрессора одновременно. В таком агрегате давление наддува может быть значительно повышено. Но при давлении наддува около 6—8 *ата* (и необходимости обеспечить достаточно большой коэффициент избытка воздуха) вся мощность дизеля полностью поглощается компрессором и, таким образом, роль дизеля и компрессора сводится только к генерации рабочего тела нужных для работы газовой турбины параметров. В данном случае газовая турбина превращается из вспомогательного агрегата, обеспечивающего наддув, в основной двигатель установки. Это приводит к принципиально новой схеме распределения тепла; область высокого потенциала рабочего тела используется для привода вспомога-

ных устройств (компрессора), а область сравнительно низких температур — для получения эффективной работы на валу турбины.

На фиг. 30 показана в координатах $p - V$ диаграмма идеального цикла простейшей установки СПГГ-ГТ. Из диаграммы следует, что к. п. д. цикла зависит от параметров рабочего цикла дизеля и газовой турбины.

Здесь линии 1—2 и 2—3 представляют собой адиабатное сжатие и последующее охлаждение воздуха за компрессором (Q_x). Контуром 3—4—5—6—7—3 ограничен цикл дизеля со смешанным подводом тепла Q_1 и отводом тепла по изохоре Q_y . Это тепло в дальнейшем используется в изобарическом процессе расширения 3—2—8 и при расширении воздуха в турбине по адиабате 8—9. Завершается цикл отводом тепла по изобаре 9—1 (Q_2).



Фиг. 30. Идеальный цикл комбинированной установки.

Термический к. п. д. цикла такой теплосиловой установки может быть определен следующим путем. Термические к. п. д. дизеля, турбины и установки в целом соответственно равны:

$$\eta_{td} = 1 - \frac{Q_y}{Q_1};$$

$$\eta_{tm} = 1 - \frac{Q_2 - Q_x}{Q_y};$$

$$\eta_{to} = 1 - \frac{Q_2 + Q_x}{Q_1}.$$

Подставив в выражение для к. п. д. комбинированного цикла значения величин

$$Q_2 = (1 - \eta_{tm}) Q_y - Q_x$$

и

$$Q_y = (1 - \eta_{td}) Q_1,$$

получим

$$\begin{aligned} \eta_{to} &= 1 - \frac{(1 - \eta_{tm})(1 - \eta_{td}) Q_1 - Q_x + Q_x}{Q_1} = \\ &= 1 - (1 - \eta_{td})(1 - \eta_{tm}). \end{aligned} \quad (1)$$

После подстановки в уравнение (1) значений термического к. п. д. дизеля, работающего по смешанному циклу (с подводом тепла при $p = \text{const}$), и газовой турбины получим

$$\eta_{10} = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + \lambda k (\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}} \frac{1}{\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}}}$$

или

$$\eta_{10} = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + \lambda k (\rho - 1)} \frac{1}{\varepsilon_0^{k-1}}, \quad (2)$$

так как

$$\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} = \varepsilon_{\kappa}^{k-1}$$

и

$$\varepsilon_0 = \varepsilon_0 \varepsilon_{\kappa}. \quad (3)$$

В приведенных уравнениях:

$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$ — степень повышения давления в дизеле;

$\rho = \frac{V_z'}{V_z}$ — степень предварительного расширения в дизеле;

$\varepsilon_0 = \frac{V_a}{V_c}$ — степень сжатия дизеля;

$\varepsilon_{\kappa} = \frac{V_{\kappa}}{V_0}$ — степень сжатия компрессора;

ε_0 — общая степень сжатия СПГГ;

$\pi_{\kappa} = \frac{p_{\kappa}}{p_0}$ — степень повышения давления в компрессоре.

Таким образом, термический к. п. д. идеального цикла установки СПГГ-ГТ определяется по такому же уравнению, как и к. п. д. дизеля, работающего по смешанному циклу, только степень сжатия двигателя заменена в этом уравнении общей степенью сжатия ε_0 СПГГ. Из сказанного следует, что термический к. п. д. такой установки всегда выше, чем к. п. д. дизеля, составляющего один из ее основных элементов. Однако при переходе от идеального к индикаторному процессу соотношение между рабочими параметрами дизеля и установки в целом становится значительно сложнее.

Возвращаясь к разбираемому термодинамическому циклу установки СПГГ-ГТ, важно отметить, что экономичность установки не зависит от того, как распределится процесс сжатия между компрессором и дизелем. Выбор степени сжатия компрессора (при заданной общей степени сжатия) определит лишь ту часть температурного перепада цикла, которая будет соответствовать, как уже было сказано выше, работе, необходимой для привода вспомогательных устройств. Таким образом, отношение $\frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_{\kappa}}$ при $\varepsilon_0 = \text{idem}$ не влияет на термический к. п. д. установки.

При анализе диаграммы термодинамического цикла считалось, что расширение рабочего тела в турбине происходит до начального давления (линия 8—9 на фиг. 30), а отвод тепла — по изобаре (9—1).

Как известно, дополнение любого идеального цикла циклом, характеризующимся полным расширением, повышает его экономичность. Однако в рассмотренном нами цикле процесс расширения рабочего тела прерывается отводом тепла по изохоре (в реальной установке — выпуском продуктов сгорания из цилиндра дизеля). При одинаковой степени сжатия этот разрыв в процессе расширения приводит к снижению термического к. п. д. теплосиловой установки в целом по сравнению с к. п. д. смешанного цикла дизеля, равного

$$\eta_{\text{д}} = 1 - \frac{\lambda \rho^k}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{\text{д}}^{k-1}} \quad (4)$$

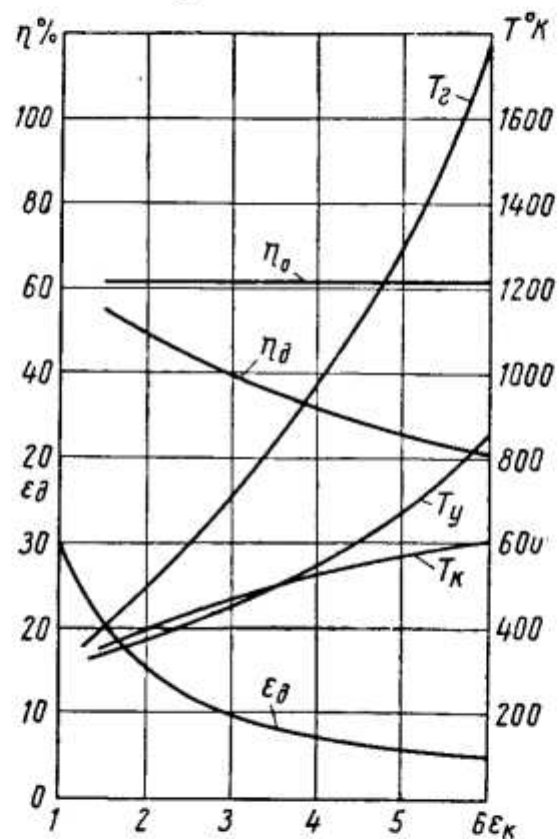
На фиг. 31 приведены параметры термодинамического цикла установки СПГГ-ГТ в зависимости от степени сжатия компрессора $\varepsilon_{\text{к}}$ при степени сжатия СПГГ $\varepsilon_0 = 30$. Значения остальных параметров следующие: $\lambda = \rho = 1,5$; $k = 1,4$; $c_p = 0,24$ и $T_0 = 300^\circ\text{К}$. Величины λ и ρ приняты постоянными условно, для определения зависимости $\eta_{\text{д}} = f(\varepsilon_{\text{к}})$. В действительности же при изменении нагрузки они могут не соответствовать количеству тепла Q_1 , подводимому за один цикл дизеля.

Анализ термодинамического цикла установки СПГГ-ГТ приводит к ряду интересных результатов.

Как видно из графиков, при выбранных условиях увеличение степени сжатия компрессора не влияет на термический к. п. д. установки, но приводит к снижению термического к. п. д. дизеля. Это происходит из-за уменьшения степени сжатия дизеля, равной отношению $\frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_{\text{к}}}$.

С увеличением давления сжатия в компрессоре, естественно, растут удельная работа адиабатного сжатия

$$Al_{\text{к}} = c_p T_0 (\varepsilon_{\text{к}}^{k-1} - 1) \text{ ккал/кг} \quad (5)$$



Фиг. 31. Основные параметры идеального цикла установки СПГГ-ГТ в зависимости от степени сжатия компрессора при $\varepsilon_0 = 30$.

и количество тепла, которое необходимо сообщить при этом килограмму газа:

$$Q_1 = \frac{Al_\kappa}{\eta_d} = \frac{Al_m}{\eta_0} \text{ ккал/кг.} \quad (6)$$

Здесь T_0 — начальная температура воздуха;
 A — тепловой эквивалент работы;
 l_m — удельная работа адиабатного расширения;
 η_d — термический к. п. д. дизеля.

При неизменном значении к. п. д. всей установки η_0 это означает также увеличение удельной работы адиабатного расширения:

$$Al_m = c_p T_2 \left(1 - \frac{1}{\epsilon_\kappa^{k-1}} \right) \text{ ккал/кг.} \quad (7)$$

В реальной установке СПГГ-ГТ величина ϵ_κ определяет давление воздуха (p_κ), поступающего в цилиндр дизеля (давление наддува), и напрузку, на которой работает СПГГ.

При условии постоянства величин ϵ_0 и λ максимальное давление идеального цикла также остается неизменным при всех значениях степени сжатия компрессора. Зато значительно возрастает температура воздуха за двигателем T_2 . Это связано с падением термического к. п. д. смешанного цикла и, следовательно, с увеличением количества тепла Q_y , отводимого от дизеля.

Следует предостеречь от поспешного вывода, что ухудшение рабочего процесса дизеля не оказывает влияния на экономичность комбинированной установки. К этому вопросу мы еще вернемся при рассмотрении особенностей действительного рабочего цикла свободнопоршневых генераторов газа.

Мы кратко рассмотрели идеальный цикл простейшей установки СПГГ-ГТ для случая постоянной общей степени сжатия СПГГ. Однако реальные установки такого типа характеризуются сравнительно малым изменением степени сжатия дизеля. Поэтому при изменении давления наддува общая степень сжатия СПГГ таких установок изменяется в широких пределах.

На фиг. 32 показано изменение основных параметров идеального цикла установки СПГГ-ГТ. Значения исходных величин (λ , ρ , k и др.) приняты такими же, как и в примере, иллюстрируемом фиг. 31. Степень сжатия дизеля принята равной $\epsilon_d = 10$.

Расчет идеального цикла установки при постоянной степени сжатия дизеля показывает, что с повышением давления сжатия в компрессоре к. п. д. установки растет, а к. п. д. дизеля остается неизменным.

Удельная работа адиабатного сжатия в компрессоре изменяется в зависимости от степени сжатия ϵ_λ так же, как и в установке при $\epsilon_0 = \text{idem}$ (см. фиг. 31); увеличение же удельной работы расширения отстает от увеличения того же параметра при $\epsilon_0 = \text{idem}$ (фиг. 33).

Однако в обоих вариантах идеального цикла $\epsilon_0 = \text{idem}$; $\epsilon_d =$

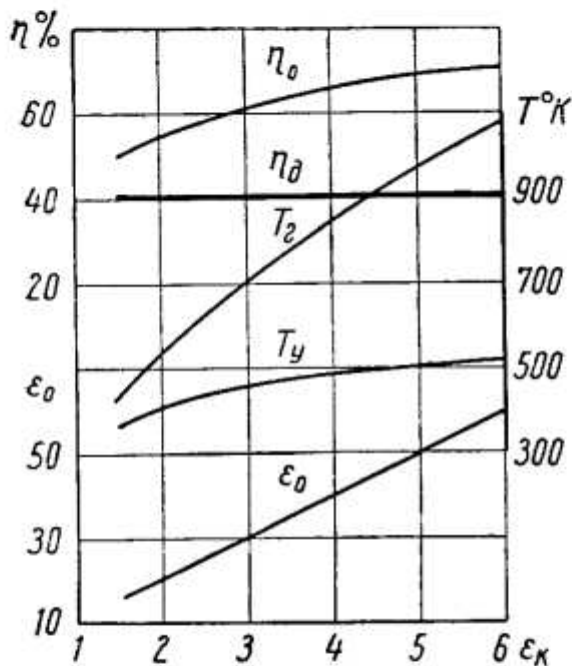
= idem при всех значениях степени сжатия компрессора $\frac{l_m}{l_k}$, или, что то же самое, $\frac{\gamma_{id}}{\gamma_{id}} > 1$.

Это следует из анализа уравнения (2). Кроме того,

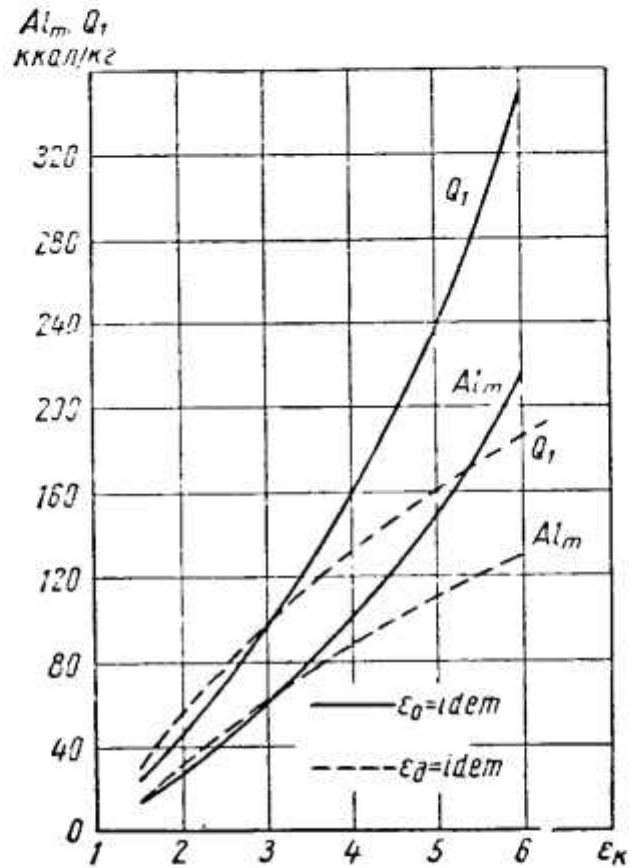
$$\frac{l_m}{l_k} = \frac{c_p T_2 (\epsilon_k^{k-1} - 1)}{\epsilon_k^{k-1} c_p T_0 (\epsilon_k^{k-1} - 1)} = \frac{T_2}{T_k},$$

так как $\epsilon_k^{k-1} = \frac{T_k}{T_0}$.

Сравнение температуры воздуха за компрессором T_k и



Фиг. 32. Основные параметры идеального цикла установки СПГГ-ГТ в зависимости от степени сжатия компрессора при $\epsilon_d = 10$.



Фиг. 33. Удельный расход тепла и адиабатная работа расширения в идеальных циклах в зависимости от ϵ_k .

газов за турбиной T_u позволяет сделать вывод, что в обычной схеме установки СПГГ-ГТ нельзя осуществить регенеративный подогрев рабочего газа. В цикле же с постоянной общей степенью сжатия ϵ_2 регенерация становится возможной при $\epsilon_k > 5$. Вопрос о регенеративном подогреве воздуха будет подробнее рассмотрен ниже.

В идеальном цикле установки СПГГ-ГТ при $\epsilon_d = idem$ отношение

$$\frac{T_2 - T_k}{Q_1} = idem, \tag{8}$$

так как,

$$\frac{c_p (T_2 - T_k)}{Q_1} = \gamma_{id}$$

§ 4. ВЗАИМОСВЯЗЬ МЕЖДУ ОСНОВНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Сопоставление основных параметров идеального цикла установки СПГГ-ГТ показывает, что при увеличении степени сжатия компрессора максимальные температура и давление цикла растут значительно быстрее, чем его экономичность.

В реальных условиях повышение давления наддува ограничивается условиями форсирования дизеля. Однако раньше, чем будет достигнуто предельное форсирование дизеля, повышение того или иного параметра его рабочего цикла может быть ограничено условиями энергетического и теплового балансов дизеля и компрессора СПГГ.

Рассмотренный выше идеальный цикл установки СПГГ-ГТ простейший. Он состоит из тех же элементов, что и цикл обычного дизеля с турбонаддувом. Но в принципиальную схему такой установки могут быть введены дополнительные агрегаты, необходимые для осуществления предварительного сжатия воздуха и промежуточного подвода тепла, охлаждения воздуха между ступенями сжатия и его регенеративного подогрева.

Эти процессы изменяют термический к. п. д. и удельную работу расширения уже рассмотренного идеального цикла. Вопрос о том, какая из возможных схем теплосиловой установки обеспечивает максимальную мощность и экономичность, имеет большое значение.

Сравнительный анализ различных принципиальных схем установки целесообразно вести с учетом тепловых и механических потерь, неизбежных в действительных процессах.

Для того чтобы получить соотношения, связывающие основные параметры установки СПГГ-ГТ, необходимо провести общий термодинамический анализ такой установки, базирующийся на уравнениях энергетического и теплового балансов. Такой общий термодинамический анализ впервые был проведен в работах [5], [6], [19].

Переходя к сравнению принципиальных схем комбинированных установок, разберем вначале связь, существующую между основными параметрами рабочего процесса СПГГ. Эти параметры связаны между собой прежде всего условием равенства работ дизеля и компрессора:

$$H_u \eta_e = A l_k G_k \frac{1}{\gamma_k}, \quad (9)$$

где H_u — низшая теплотворная способность топлива в ккал/кг;
 A — тепловой эквивалент работы;
 η_e — эффективный к. п. д. двигателя;
 γ_k — адиабатный к. п. д. компрессора;
 l_k — удельная работа сжатия в компрессоре в кгм/кг;
 G_k — производительность компрессора, отнесенная к 1 кг топлива, в кг/кг.

Это уравнение баланса работ (или энергетического баланса) может быть написано в развернутом виде:

$$H_u \gamma_e \gamma_k = A \frac{k}{k-1} RT_0 (\varepsilon_k^{k-1} - 1) \beta G_\partial, \quad (10)$$

где G_∂ — количество воздуха, необходимое для работы дизеля СПГГ при сгорании 1 кг топлива, в кг/кг;

$$G_\partial = \alpha L_0 \varphi,$$

α — коэффициент избытка воздуха;

φ — коэффициент продувки;

$\beta = \frac{G_k}{G_\partial}$ — коэффициент, характеризующий избыток воздуха по сравнению с количеством, необходимым для продувки и зарядки цилиндра дизеля при выбранных коэффициентах α и φ ;

L_0 — теоретическое количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг топлива, в кг/кг (в дальнейших расчетах принято $L_0 = 14,3$ кг/кг).

В приведенном уравнении баланс работ СПГГ отнесен к 1 кг топлива. Однако его можно отнести также к 1 кг рабочего воздуха, поступающего в компрессор, или к количеству компонентов рабочей смеси, участвующих в процессах в течение одного цикла. Естественно, что получаемые при этом различные по форме уравнения баланса легко приводятся друг к другу.

Для обычной газотурбинной схемы существует так называемое условие реализуемости цикла. Это условие состоит в том, что работа расширения газов в турбине должна быть больше работы сжатия в компрессоре:

$$\frac{l_m}{l_k} > \frac{1}{\gamma_m \gamma_k}, \quad (11)$$

где γ_m — относительный эффективный к. п. д. турбины;

γ_k — относительный эффективный к. п. д. компрессора.

Уравнение (9) приводит к ряду подобных же соотношений, необходимых для понимания сущности работы СПГГ. Так, например, для осуществления цикла с заданными параметрами к. п. д. СПГГ (т. е. произведение $\gamma_e \gamma_k$) не может быть меньше определенного значения:

$$\gamma_e \gamma_k \geq \frac{A l_k G_\partial}{H_u}. \quad (12)$$

Коэффициент β не может быть меньше единицы:

$$\beta = \frac{G_k}{G_\partial} = \frac{H_u \gamma_e \gamma_k}{A l_k \alpha L_0 \varphi} \geq 1. \quad (13)$$

Наконец, максимальное давление воздуха в компрессоре СПГГ равно

$$P_{\kappa_{max}} = P_0 \left(\frac{H_u \eta_e \eta_{\kappa}}{A \frac{k}{k-1} R T_0 \beta G_{\partial}} + 1 \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (14)$$

где T_0 — начальная температура сжатия.

После подстановки значений A , k , R , $H_u = 10^4$ ккал/кг, принимая $L_0 = 14,3$ кг/кг, $k = 1,4$ и $T_0 = 288$ °К, можно получить формулу, более удобную для расчета:

$$P_{\kappa_{max}} = P_0 \left(\frac{10,1 \eta_e \eta_{\kappa}}{\beta \alpha \varphi} + 1 \right)^{3,5}, \quad (15)$$

где P_0 — начальное давление сжатия.

Несколько менее ясны условия, определяющие выбор коэффициента избытка воздуха для дизеля СПГГ.

При расчете дизелей, работающих с продувкой, большое значение имеет величина общего коэффициента избытка воздуха

$$\alpha_0 = \alpha \varphi. \quad (16)$$

По условию баланса работ дизеля и компрессора СПГГ величина α_0 связана с давлением сжатия в компрессоре P_{κ} . Так, если воздух, сжимаемый в компрессоре, весь проходит через цилиндр дизеля ($\beta = 1$), то

$$P_{\kappa} = P_0 \left(\frac{10,1 \eta_e \eta_{\kappa}}{\alpha_0} + 1 \right)^{3,5}. \quad (17)$$

Температура газа перед турбиной может быть определена из уравнения теплового баланса СПГГ:

$$T_2 = \frac{H_u \left[1 + \frac{G_{\partial}}{G_{\kappa}} \eta_e - (\eta_e + q_n) \right]}{c_{p_m} (\alpha_0 L_0 + 1)} + T_0, \quad (18)$$

где q_n — относительные тепловые потери СПГГ;

T_0 — температура наружного воздуха;

c_{p_m} — средняя весовая теплоемкость газа.

Ниже будет дан подробный анализ уравнения (18), пока же отметим, что общим коэффициентом избытка воздуха α_0 определяются параметры газа, поступающего из СПГГ в турбину. С увеличением коэффициента α_0 параметры газа за СПГГ снижаются, а количество его увеличивается.

Удельная адиабатная работа расширения газа (отнесенная к 1 кг топлива) равна

$$Al_m = c_{p_m} T_2 \alpha_0 L_0 \left[1 - \left(\frac{P_0}{P_{\kappa}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ ккал/кг}. \quad (19)$$

Из графиков, построенных на основании этого уравнения (фиг. 34), следует, что с увеличением общего коэффициента избытка воздуха параметры газа за СПГГ и адиабатный к. п. д. снижаются. Потому минимальные значения коэффициента α_0 определяются только из условий осуществления нормального рабочего процесса дизеля и соблюдения допустимых давления наддува и тепловой напряженности СПГГ. Уменьшение общего коэффициента избытка воздуха ограничивается также условиями обеспечения нормальной смазки цилиндров компрессора.

При определении эффективной работы расширения газа следует учитывать относительный эффективный к. п. д. турбины и гидравлические потери на пути газа от компрессора к турбине.

Эффективная работа расширения газа

$$Al_m^e = c_{pm} T_z G_k \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \xi_n \gamma_m, \quad (20)$$

где ξ_n — коэффициент сопротивления;

$$\xi_n = \frac{\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_k} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (21)$$

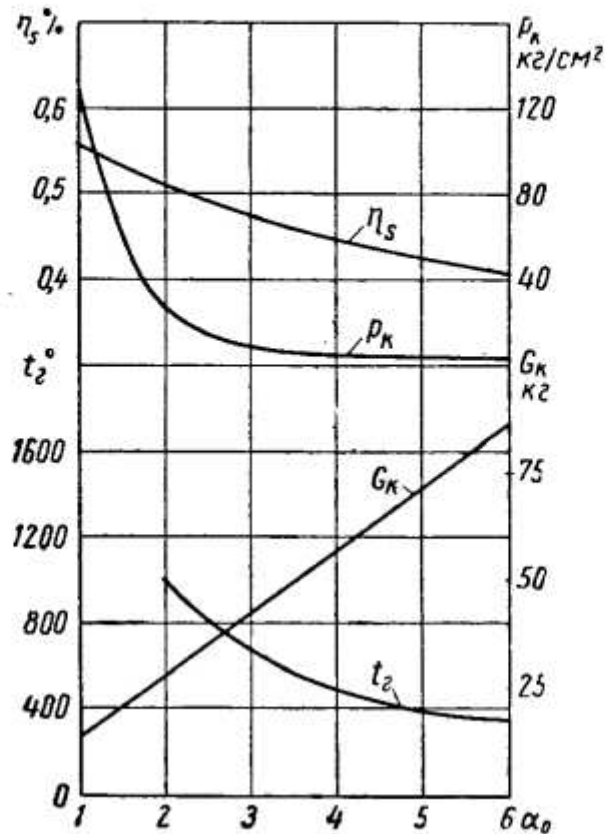
Коэффициент гидравлических потерь

$$\nu = \frac{p_z}{p_k}, \quad (22)$$

где p_z — давление газа за СПГГ.

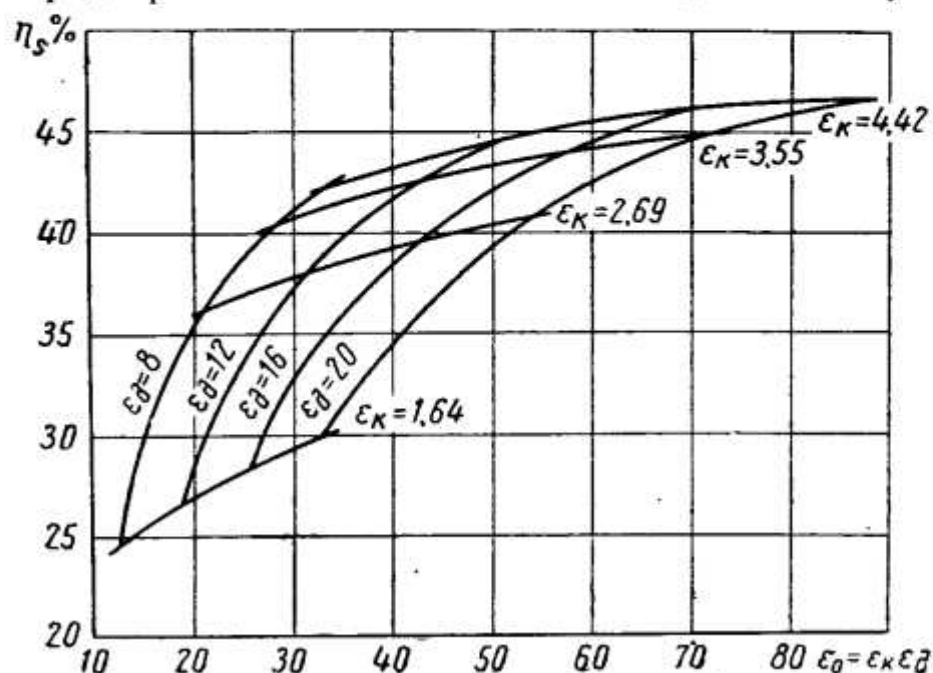
§ 5. СРАВНЕНИЕ ПРИНЦИПИАЛЬНЫХ СХЕМ

Принципиальная схема теплосиловой установки Лонткевича-Пескара является простейшей из схем установок СПГГ-ГТ. В этом ее бесспорное преимущество. Однако в поисках способов и средств повышения мощности и экономичности установки исследователи и конструкторы вынуждены иногда отходить от этой классической



Фиг. 34. Основные параметры установки СПГГ-ГТ в зависимости от общей степени сжатия α_0 .

схемы. Между СПГГ и газовой турбиной появляется дополнительная камера сгорания, за турбиной — теплообменник для регенеративного подогрева рабочего воздуха; поступающий из компрессора СПГГ воздух следует двумя самостоятельными потоками, из которых только один участвует в рабочем процессе дизеля. В некоторых схемах имеется турбокомпрессор и радиатор, служащие для предварительного сжатия и охлаждения воздуха.



Фиг. 35. Адиабатный к. п. д. η_s обычной установки СПГГ-ГТ в зависимости от общей степени сжатия ϵ_0 .

Чтобы оценить эффективность этих дополнений, нужно сравнить полученные таким образом новые принципиальные схемы с простейшей схемой установки СПГГ-ГТ. В предыдущем параграфе был приведен краткий анализ идеального цикла этой установки. Основные параметры цикла были рассмотрены для случаев постоянной общей степени сжатия СПГГ ϵ_0 и постоянной степени сжатия дизеля ϵ_d .

На фиг. 35 показана зависимость адиабатного к. п. д. простейшей установки СПГГ-ГТ от общей степени сжатия. На этом графике учтены механические и тепловые потери в реальном СПГГ. При этом механический к. п. д. дизеля принят равным $\eta_{и0} = 0,9$, $\eta_{к0} = 0,85$, $\nu = 0,8$, $q_n = 0,2$ и учтена зависимость теплоемкости газа от температуры. Индикаторный к. п. д. двигателя определяется в зависимости от его степени сжатия по эмпирической формуле

$$\eta'_{i0} = \eta_{i0} \frac{\left(1 - \frac{1}{\epsilon_0^{m-1}}\right)}{\left(1 - \frac{1}{\epsilon_0^{m-1}}\right)}, \quad (23)$$

где η_{i0} — согласно опытным данным; при $\epsilon_0 = 17,4$ $\eta_{i0} = 0,48$; $m = 1,21$.

Уравнению (23) можно придать более простую форму:

$$\eta_i' = k_0 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{\partial_1}^{m-1}} \right).$$

Из фиг. 35 следует, что адиабатный к. п. д. эффективного цикла с увеличением общей степени сжатия растет. Однако степень сжатия компрессора влияет на экономичность установки значительно сильнее, чем степень сжатия дизеля. Так, при увеличении степени сжатия компрессора с 1,64 до 4,42 (изменение p_k с 2 до 8 *ата*) адиабатный к. п. д. повышается на 17—18%, в то время как изменение степени сжатия дизеля с 8 до 20 увеличивает адиабатный к. п. д. всего лишь на 4—5%.

Следует отметить, что в построенных СПГГ степень сжатия дизеля колеблется в пределах 6,5—10, вполне обеспечивающих надежное самовоспламенение топлива на всех нагрузках. Дальнейшее увеличение степени сжатия ε_{∂} влечет за собой чрезмерный рост максимального давления цикла.

Давление наддува определяет по существу параметры газа перед турбиной. Немалую роль, как будет подробно разобрано дальше, играют гидравлические потери, возникающие на пути газового потока к турбине.

На фиг. 36 показана зависимость температуры газа t_2 за СПГГ и производительности компрессора G_k от степени сжатия дизеля ε и давления наддува p_k . Как известно из теории двигателей внутреннего сгорания, с увеличением степени сжатия снижается температура отработавших газов и повышается индикаторный к. п. д. двигателя. Температура отработавших газов

$$t_2 = \frac{Q_1 (1 - \eta_i)}{c_{p_m}} + t_0. \quad (24)$$

Увеличение индикаторного к. п. д. дизеля СПГГ повышает производительность компрессора.

Из условия энергетического баланса следует, что

$$G_k = \frac{H_u \eta_i \eta_m \eta_k}{c_{p_m} T_0 (\varepsilon_k^{k-1} - 1)}. \quad (25)$$

Приняв коэффициенты η_m и η_k постоянными и заменив индикаторный к. п. д. его выражением из эмпирической формулы (23), уравнение (25) можно написать в несколько иной форме:

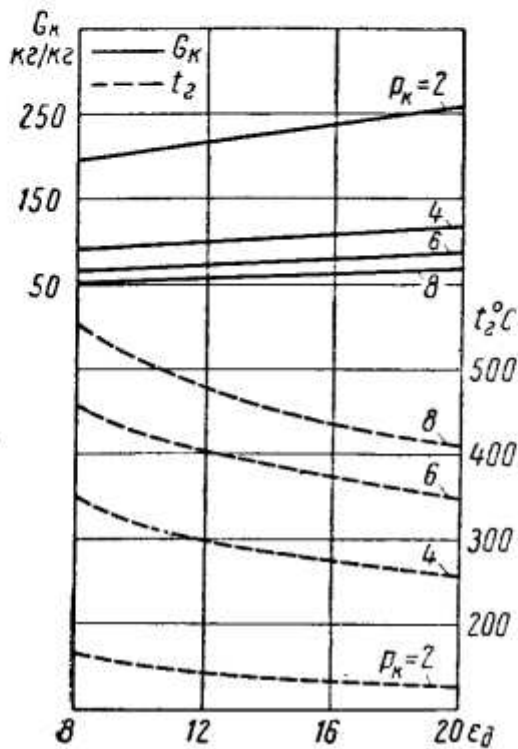
$$G_k = a \frac{(\varepsilon_{\partial}^{m-1} - 1)}{(\varepsilon_k^{k-1} - 1) \varepsilon_{\partial}^{m-1}}, \quad (26)$$

где

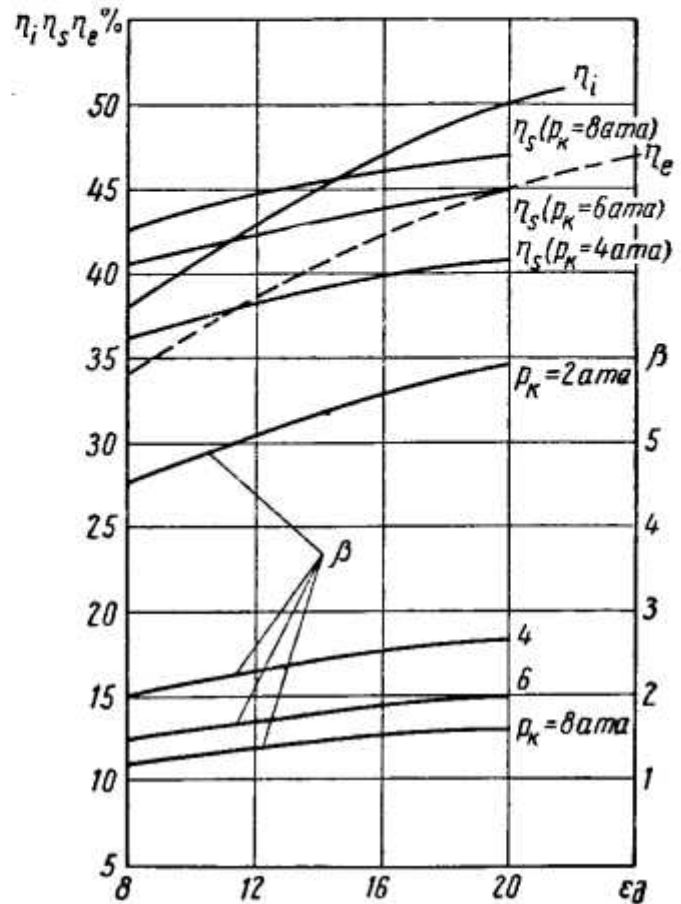
$$a = \frac{H_u \eta_m \eta_k k_0}{c_{p_m} T_0} = \text{const.}$$

Из фиг. 36 видно, что производительность компрессора больше зависит от p_k , чем от ϵ_d .

На фиг. 37 показано взаимное расположение кривых $\eta_i = f(\epsilon_d)$ и $\eta_s = f'(\epsilon_d)$ при различном давлении наддува p_k . Из графика



Фиг. 36. Температура генерируемого газа t_2 и производительность компрессора G_k в зависимости от давления сжатия в компрессоре p_k и степени сжатия ϵ_d .



Фиг. 37. Адиабатный к. п. д. СПГГ η_s , индикаторный к. п. д. двигателя η_i и коэффициент β в простейшей установке СПГГ-ГТ в зависимости от степени сжатия ϵ_d и давления p_k .

видно, что при сравнительно малых значениях давления наддува эффективный к. п. д. дизеля больше адиабатного к. п. д. СПГГ почти во всем диапазоне степени сжатия дизеля. Однако при увеличении соотношения $\frac{\epsilon_k}{\epsilon_0}$ (повышении p_k) кривые изменения к. п. д. пересекаются и возникают участки (в зоне реальных значений ϵ_d), на которых адиабатный к. п. д. СПГГ выше эффективного к. п. д. дизеля.

Таким образом, в отличие от идеального цикла экономичность реальной установки СПГГ-ГТ зависит от распределения процесса сжатия между компрессором и дизелем СПГГ. При расчете кривых $\eta_s = f(\epsilon_d)$ на фиг. 37 принят коэффициент гидравлических по-

терь $\nu = 0,8$. Коэффициент ν является одним из основных параметров, определяющих отношение $\frac{\eta_{is}}{\eta_e}$.

Характер зависимости $\beta = f(\epsilon_d)$ отвечает условию энергетического баланса СПГГ, согласно которому производительность компрессора, равная $G_k = \beta G_d$, с увеличением давления сжатия p_k снижается.

Каковы же технико-экономические возможности установки СПГГ-ГТ, работающей по простейшей схеме, и что мешает дальнейшему улучшению ее показателей?

Из графика на фиг. 35 видно, что при общей степени сжатия $\epsilon_0 = 30 \div 35$, давлении наддува 6 *ата* ($\epsilon_k = 3,55$) и принятых ранее параметрах адиабатный к. п. д. установки достигает примерно 41,5%. Эти расчетные параметры мало отличаются от данных, полученных при стендовых испытаниях СПГГ модели GS-34.

Дальнейшее увеличение экономичности установки возможно путем повышения общей степени сжатия. Из приведенного графика следует, что, повышая степень сжатия дизеля СПГГ вдвое (с 10 до 20) при неизменном давлении наддува, можно увеличить общую степень сжатия до 70 и адиабатный к. п. д. теплосиловой установки до 45%. Но такой способ повышения к. п. д. практически неосуществим, так как давление сжатия в дизеле при этом достигнет 380 *ата*.

На первый взгляд может показаться, что экономичность установки легко поднять, уменьшив количество воздуха, участвующего в рабочем процессе генератора газа. Однако это не так. Одной из особенностей рабочего процесса СПГГ является большой избыток воздуха, удовлетворяющий условию энергетического баланса дизеля и компрессора. Это видно из табл. 4, в которой приведены расчетные параметры СПГГ, полученные в зависимости от давления сжатия в компрессоре p_k при постоянной степени сжатия дизеля $\epsilon_d = 10$ (см. фиг. 37).

Таблица 4

p_k в <i>ата</i>	G_k в кг	β	σ_0	t_c в °C	Al_m в ккал/кг	η_s в %	N_{i1} в л. с./л
2	210	4,88	14,70	156	12,6	26,2	2,06
4	95	2,22	6,63	322	40,0	37,6	10,9
6	69	1,61	4,82	428	60,5	41,7	22,0
8	57	1,32	3,98	513	77,5	44,0	34,6

Из табл. 4, в частности, следует, что даже при давлении наддува $p_k = 6$ *ата* коэффициент β , равный отношению $\frac{G_k}{G_d}$, достигает сравнительно высокого значения (1,61). Расчет показывает, что уменьшение этого коэффициента до 1 (путем выпуска части

сжатого воздуха в атмосферу) подняло бы температуру генерируемого газа с 428 до 557 °С и соответственно увеличило бы удельную адиабатную работу расширения с 60,5 до 71,5 ккал/кг. Однако адиабатный к. п. д. установки

$$\eta_s = \frac{Al_T(\beta G_d + 1)}{H_u} \quad (27)$$

снизился бы при этом с 41,7 до 30,9%, так как конечный результат зависит от произведения $l_m \beta G_d$.

Подробнее о возможностях повышения к. п. д. установки будет сказано в разделе, посвященном анализу внутреннего регулирования различных схем установок СПГГ-ГТ.

Для оценки мощности установки можно пользоваться величиной удельной адиабатной работы расширения Al_m ккал/кг или условной литровой мощностью N_d . В качестве этого параметра нами принято отношение удельной адиабатной мощности к удельному объему воздуха при условиях, соответствующих началу сжатия в цилиндре двигателя ($p_a = 0,9 p_k$; $T_a = T_k$). Число циклов СПГГ в минуту принимается при этом равным $n = 1000$. Условная литровая мощность установки

$$N_d \approx 29,2 \frac{Al_m p_k}{T_k} \text{ л. с./л.} \quad (28)$$

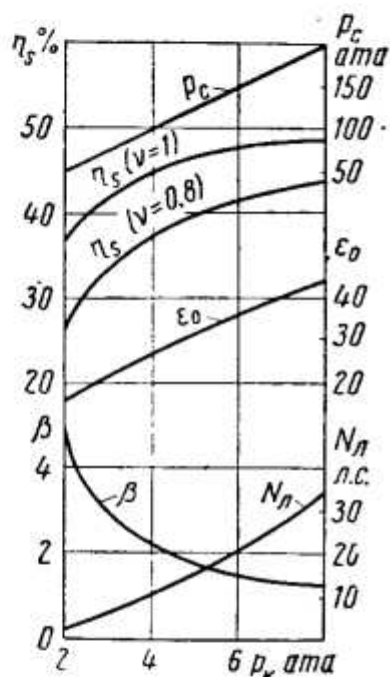
Из этого уравнения видно, что условная литровая мощность зависит в основном от степени сжатия компрессора, т. е. от тех же факторов, что и экономичность установки.

Здесь же следует отметить, что условная литровая мощность, определенная для реальной конструкции СПГГ как отношение адиабатной * мощности к объему, описанному поршнями дизеля, может значительно отличаться от приведенного нами условного параметра. Величина N_d , рассчитанная по уравнению (28), является больше термодинамической, чем конструктивной характеристикой.

Следует обратить внимание на то, что кривые, приведенные на фиг. 38, не являются регулировочными, иллюстрирующими зависимость основных параметров рабочего процесса генератора газа от нагрузки, а показывают значение этих параметров для номинальных нагрузок одинаковых СПГГ, работающих при различных значениях давления сжатия воздуха в компрессоре p_k .

Следует обратить внимание на то, что кривые, приведенные на фиг. 38, не являются регулировочными, иллюстрирующими зависимость основных параметров рабочего процесса генератора газа от нагрузки, а показывают значение этих параметров для номинальных нагрузок одинаковых СПГГ, работающих при различных значениях давления сжатия воздуха в компрессоре p_k .

* Мощность, определенная по располагаемой энергии рабочего газа перед турбиной.



Фиг. 38. Влияние давления сжатия p_k в компрессоре на параметры рабочего процесса СПГГ ($\epsilon_d = 10$).

Из рассмотрения кривых $\eta_s = f(p_k)$ видно, что снижение гидравлических потерь на пути газа от компрессора к турбине (повышение ν) позволило бы уменьшить влияние давления наддува на адиабатный к. п. д. и повысить экономичность установки. Следовательно, всякое изменение принципиальной схемы теплосиловой установки, ведущее к уменьшению гидравлических потерь, скажется благоприятно на ее экономических показателях, особенно при работе с малым давлением наддува.

В современных дизелях с газотурбинным наддувом сжатый воздух перед поступлением в цилиндры охлаждается. Без охлаждения наддувочного воздуха литровая мощность дизеля снижается. Температура воздуха за компрессором СПГГ при изменении p_k от 2 до 6 *ата* колеблется в пределах 80—210 °С. Однако в силовых установках СПГГ-ГТ продувочный воздух не охлаждают. Из уравнений энергетического и теплового балансов видно, что вся полезная работа дизеля расходуется на адиабатное сжатие воздуха в цилиндрах компрессора СПГГ. Таким образом, величина

$$H_u \gamma_{le} \gamma_{lk} = G_k A l_k = G_k c_{pm} (T_k - T_0),$$

входящая в тепловой баланс генератора газа, представляет собой приращение теплосодержания воздуха, участвующего в рабочем процессе дизеля.

Расчет показывает, что охлаждение продувочного воздуха привело бы к снижению температуры газа перед турбиной и к падению адиабатного к. п. д. теплосиловой установки. С другой стороны, охлаждение сжатого воздуха позволило бы увеличить литровую мощность дизеля СПГГ. Это увеличение может быть достаточно большим, хотя при $\alpha_0 = idem$ одновременно со снижением температуры воздуха за компрессором уменьшалась бы удельная работа расширения.

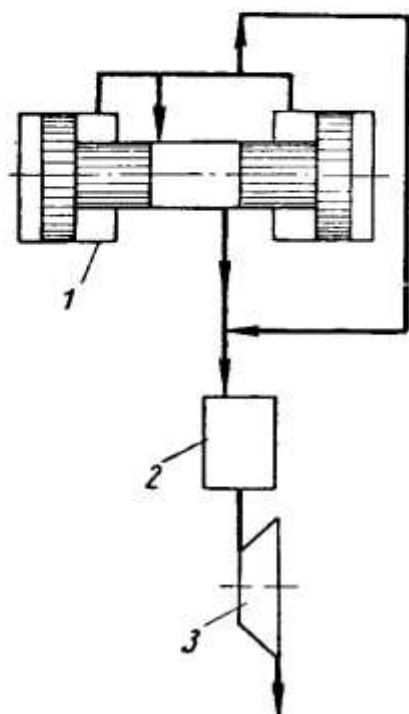
Анализ уравнения теплового баланса приводит к мысли, что подогрев воздуха, участвующего в процессе сгорания, повысил бы адиабатный к. п. д. установки. Подогрев всего воздушного потока (G_k) дал бы еще больший эффект. Однако регенеративный подогрев рабочего воздуха в рамках обычной схемы СПГГ-ГТ трудно осуществим на номинальной нагрузке. Уже при рассмотрении идеального цикла установки мы убедились, что температура воздуха за компрессором почти не отличается от температуры газов за турбиной. Поэтому принципиальные схемы, позволяющие осуществить регенеративный подогрев воздуха, представляют интерес.

Одной из особенностей рабочего процесса СПГГ является высокое значение общего коэффициента избытка воздуха α_0 . С повышением давления наддува коэффициент α_0 , естественно, снижается, но в области наиболее часто встречающихся величин давления сжатия в компрессоре $p_k = 4 \div 6$ *ата* он колеблется в пределах от 4,5 до 6,5.

При таком большом избытке воздуха вполне возможно установить между СПГГ и газовой турбиной дополнительную камеру

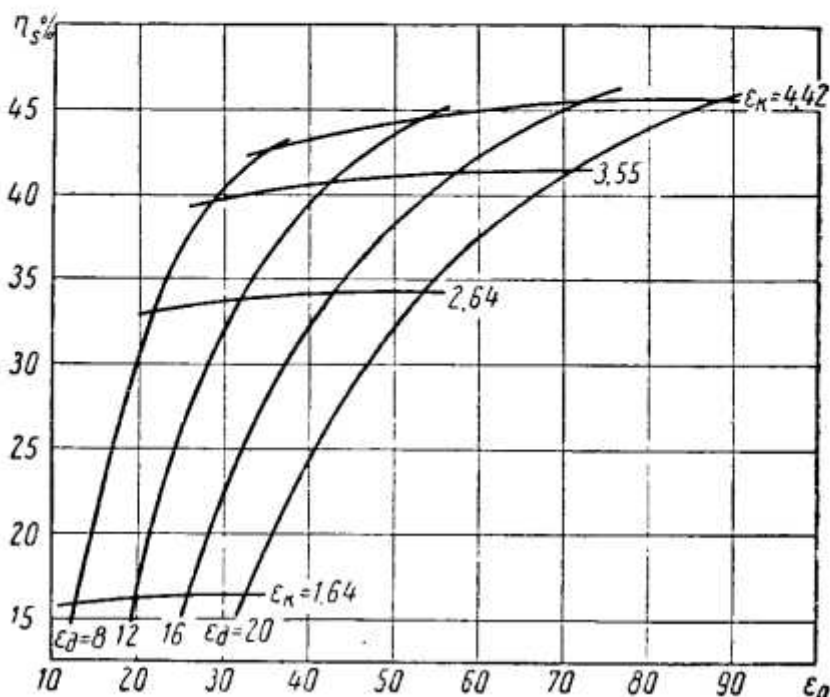
сгорания (фиг. 39). Влияние такой камеры на характеристику установки будет зависеть от степени подогрева в ней газов, генерируемых СПГГ, и давления наддува.

Сжигание дополнительного количества топлива в камере несколько снижает экономичность теплосиловой установки, но в то же время повышает ее условную литровую мощность.



Фиг. 39. Принципиальная схема установки СПГГ-ГТ с камерой сгорания:

1 — СПГГ; 2 — дополнительная камера сгорания; 3 — турбина.



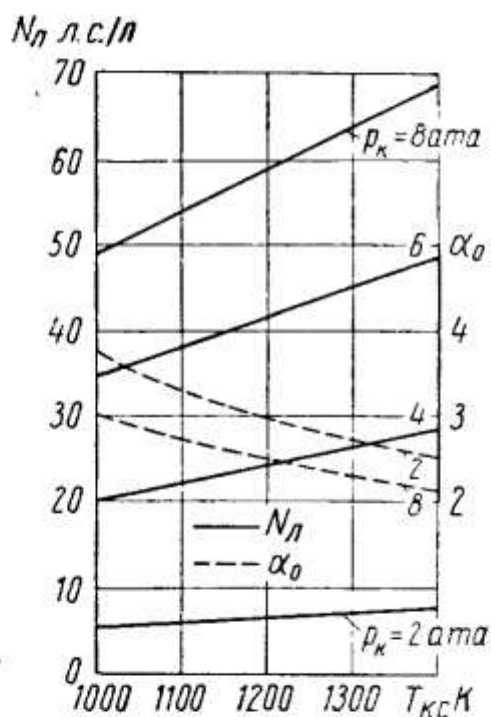
Фиг. 40. Адиабатный к. п. д. η_s комбинированной установки с дополнительной камерой сгорания в зависимости от общей степени сжатия ϵ_0 ($T_{к.с} = 1000^\circ\text{K}$).

На фиг. 40 показана зависимость адиабатного к. п. д. установки от общей степени сжатия при температуре газа за камерой сгорания $T_{к.с} = 1000^\circ\text{K}$, вполне допустимой для современной газовой турбины.

Здесь важно обратить внимание на то, что с увеличением давления наддува снижение к. п. д. установки, вызываемое дополнительной камерой сгорания, по сравнению с простейшей схемой установки становится меньше и при $p_k = 8 \text{ ата}$ не превышает 1—2%. Столь резкое снижение влияния дополнительной камеры сгорания на экономичность установки объясняется тем, что с увеличением давления наддува растет температура газа за СПГГ, а также уменьшается удельная производительность компрессора и, следовательно, при заданной температуре подогрева снижается количество тепла, подводимого к воздуху в камере. Кроме того, с повышением давления в дополнительной камере сгорания эффективность использования в ней топлива повышается.

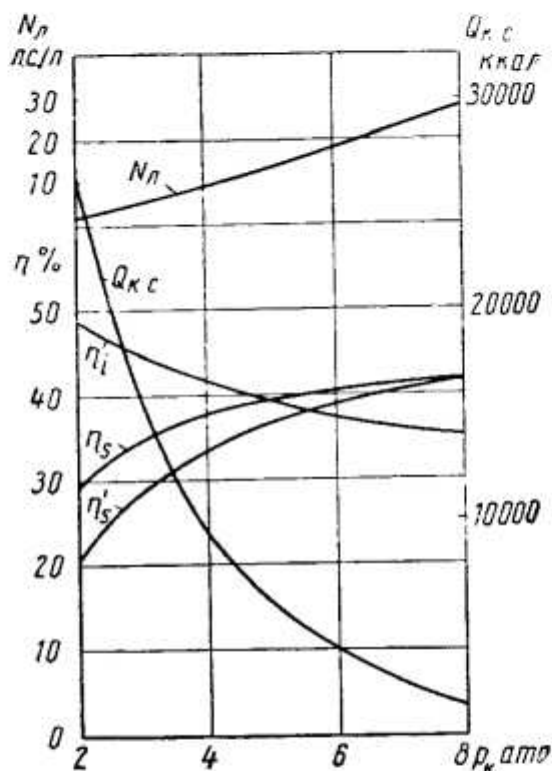
Из сравнения графиков $\eta_0 = f(\epsilon_0)$ для схем установок с дополнительной камерой) сгорания и без камеры видно, что в первом случае влияние степени сжатия дизеля на адиабатный к. п. д. меньше, чем в обычной установке с СПГГ-ГТ. Так, например, в обычной установке при $p_k = 2 \text{ ата}$ изменение величины ϵ_0 с 8 до 20 приводит к увеличению адиабатного к. п. д. с 24,8 до 29,9%. В установке с дополнительной камерой, в которой температура сгорания $T_{к.с} = 1000^\circ\text{К}$, тому же изменению параметров соответствует повышение к. п. д. лишь с 16 до 16,4% (см. фиг. 40).

Такой стабильности к. п. д. способствует постоянство температуры газа перед турбиной. В случае же отсутствия дополнительной камеры сгорания влияние степени сжатия дизеля, изменяющей температуру и вес газа за СПГГ, сказывается на экономичности установки значительно сильнее.



Фиг. 41. Условная литровая мощность $N_{л}$ и общий коэффициент избытка воздуха α_0 в зависимости от температуры газа за камерой сгорания $T_{к.с}$ ($\epsilon_0 = 8$).

Зависимость условной литровой мощности установки и общего коэффициента воздуха от температуры газа за дополнительной камерой сгорания и давления наддува приведена на фиг. 41. При более высоком давлении сжатия в компрессоре p_k влияние температуры $T_{к.с}$ на условную литровую мощность установки усиливается. Так, в интервале температур $T_{к.с} = 1000 \div 1400^\circ\text{К}$ при давле-



Фиг. 42. Основные параметры установки СПГГ-ГТ с камерой сгорания в зависимости от давления наддува ($T_{к.с} = 1000^\circ\text{К}$; $\epsilon_0 = 30$):

η_s — адиабатный к. п. д. установки без дополнительной камеры сгорания; η'_s — то же, с камерой сгорания; η_i — индикаторный к. п. д. дизеля; $Q_{к.с}$ — количество тепла, подведенного к камере сгорания.

нии наддува $p_{\kappa} = 2$ ата условная литровая мощность N_{λ} увеличивается с 5,45 до 7,64 л. с./л, а при $p_{\kappa} = 8$ ата — с 49,2 до 69 л. с./л. Однако относительное изменение N_{λ} в обоих случаях одинаково и пропорционально увеличению абсолютной температуры газа перед турбиной. Сравнение относительной литровой мощности при одинаковой температуре $T_{\kappa.c}$ и различном давлении наддува показывает, что давление играет значительно большую роль в форсировании установки, чем температура. В нашем примере при изменении p_{κ} с 2 до 8 ата условная литровая мощность N_{λ} увеличивается, независимо от температуры, в 9 раз: при $T_{\kappa.c} = 1000$ °К с 5,45 до 49,2 л. с./л, при $T_{\kappa.c} = 1200$ °К с 6,54 до 59 л. с./л.

Легко видеть, что отношение относительных литровых мощностей равно

$$\frac{N_{\lambda_2}}{N_{\lambda_1}} = \frac{\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{\kappa_2}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] p_{\kappa_2} \varepsilon_{\kappa_1}^{k-1} T_{\kappa.c_2}}{\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_{\kappa_1}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] p_{\kappa_1} \varepsilon_{\kappa_2}^{k-1} T_{\kappa.c_1}} \quad (29)$$

и, таким образом, влияние давления (или, точнее, степени сжатия компрессора) явно превалирует.

Зависимость основных параметров установки СПГГ-ГТ с дополнительной камерой сгорания от давления наддува при постоянных общей степени сжатия ($\varepsilon_0 = 30$) и температуре газа за камерой ($T_{\kappa.c} = 1000$ °К) приведена на фиг. 42.

Целесообразность включения дополнительной камеры сгорания в обычную схему установки СПГГ-ГТ можно обосновать следующими соображениями. Особенность термодинамического цикла такой установки состоит в том, что температура газа перед турбиной не превышает 500—550 °С. Эта особенность, весьма ценная в первые годы после появления СПГГ, когда технологические ограничения для газовой турбины были более жесткими, теряет свое прежнее значение. В настоящее время допустимая температура газа на входе в турбину, обеспечивающая длительную работу ее лопаток, поднялась до 700—750 °С, и работа с температурой 500—550 °С хотя и дает достаточно высокий к. п. д., может оказаться нерациональной, если удельный вес установки имеет решающее значение.

Особая роль принадлежит дополнительной камере сгорания в форсировании и регулировании мощности теплосиловой установки. В тех случаях, когда максимальная мощность установки используется в течение сравнительно коротких отрезков времени (что является обычным для некоторых типов транспортных установок), включение дополнительной камеры сгорания позволяет быстро повысить мощность турбины на 20—30% без увеличения количества работающих СПГГ.

Тем не менее недостатками дополнительной камеры сгорания бесспорно являются снижение к. п. д. и усложнение установки, а также некоторое повышение технологических требований к турбине.

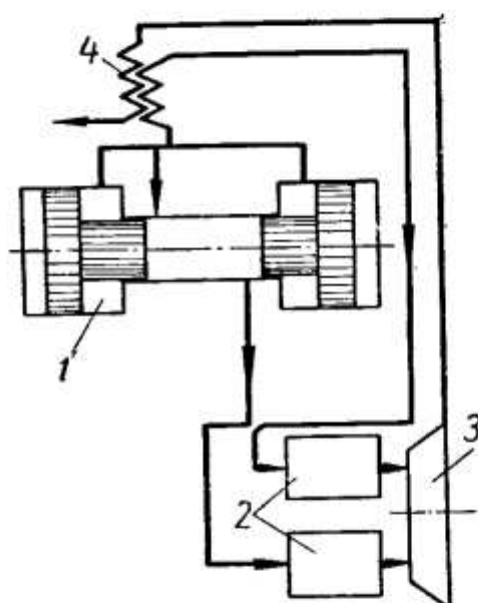
Задача исследователей и конструкторов комбинированных установок состоит в том, чтобы найти рациональные способы уменьшения или полного устранения вредного влияния дополнительного подвода тепла на экономичность рабочего процесса. Одним из таких способов может быть сочетание дополнительной камеры сгорания с регенеративным подогревом рабочего газа.

Из сказанного выше следует, что в обычной схеме установки СПГГ-ГТ, в которой из компрессора весь воздух подводится к продувочным окнам дизеля, или, что то же самое, смешивается с продуктами сгорания в ресивере за СПГГ, нельзя осуществить регенерации тепла. Осуществляемый в дополнительной камере сгорания подогрев газов, генерируемых СПГГ, создает температурный перепад между сжатым в компрессоре воздухом и отработавшими газами, необходимыми для регенеративного подогрева.

Возвращение части тепла отработавших газов обратно в цикл всегда выгодно, если только потери на сопротивление в регенеративных устройствах не превалируют над полученным термодинамическим эффектом. Однако рационально сконструированный и установленный теплообменник может служить даже средством снижения гидравлических потерь в силовой установке.

Показанная на фиг. 43 схема установки с дополнительным подводом тепла и регенерацией имеет ряд интересных особенностей. В этой схеме воздушный поток за компрессором разделен. К продувочным окнам поступает только та часть нагнетаемого компрессором воздуха, которая нужна для рабочего процесса дизеля. Остальной воздух направляется через теплообменник, установленный непосредственно за СПГГ, к дополнительной камере сгорания, не смешиваясь до турбины с первым потоком. Первый же поток после дизеля СПГГ поступает в свою камеру сгорания. Из камер сгорания оба потока газа, нагретые до одинаковой температуры, поступают в газовую турбину.

Разделение потоков приводит к значительному уменьшению потерь в газовом тракте. Кроме того, теплообменник, установленный



Фиг. 43. Теплоэнергетическая установка СПГГ-ГТ с камерой сгорания и теплообменником:

1 — СПГГ; 2 — камеры сгорания; 3 — турбина; 4 — теплообменник.

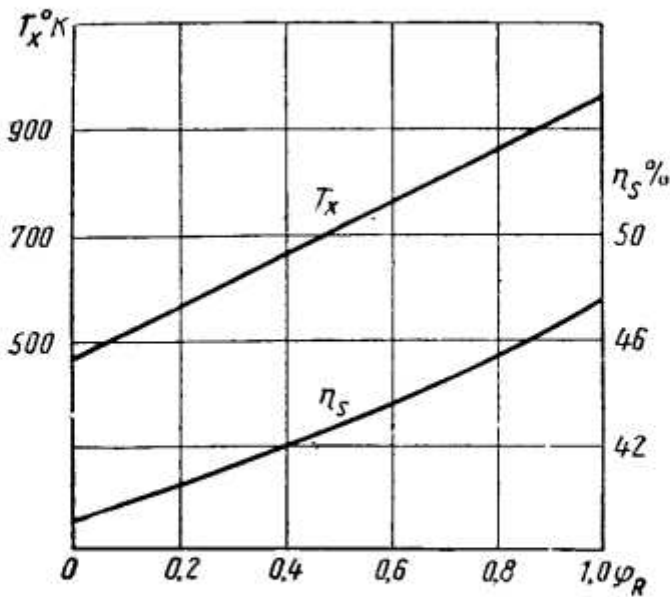
непосредственно за компрессором, снижает потери, вызываемые конечным объемом воздушного ресивера [12].

Зависимость адиабатного к. п. д. установки и температуры воздуха за теплообменником от степени регенерации тепла показана на фиг. 44.

Степень регенерации при теплообмене между двумя потоками с различными расходами газа для схемы, приведенной на фиг. 43, определяется из соотношения

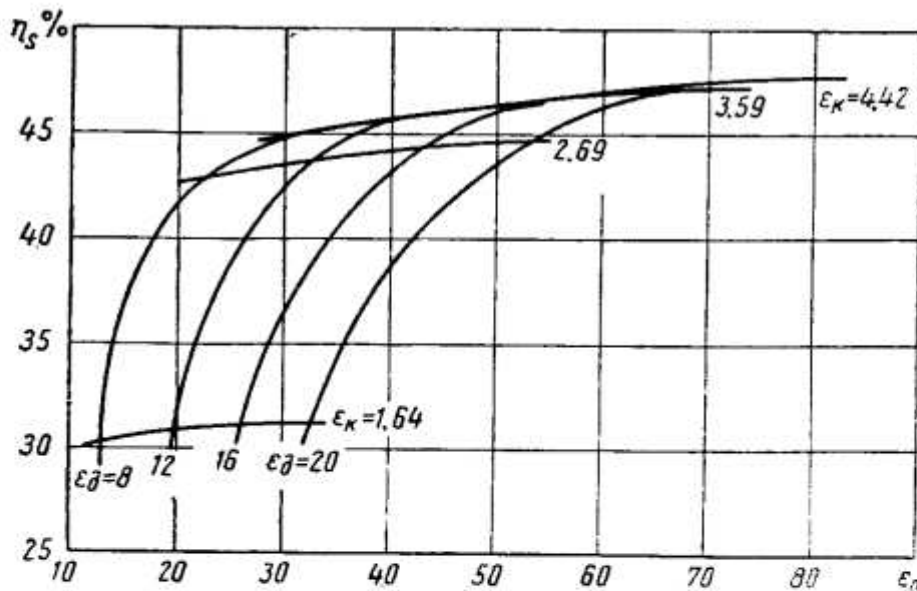
$$\varphi_R = \frac{T_x - T_k}{T_y - T_k} \cdot \frac{G_p}{G_d + 1}, \quad (30)$$

где T_x — температура воздуха за теплообменником;
 T_k — то же, за компрессором;
 T_y — температура газа за турбиной;



Фиг. 44. Адиабатный к. п. д. η_s и температура воздуха T_x за теплообменником в зависимости от степени регенерации φ_R ($p_k = 6 \text{ ата}$, $\epsilon_d = 8$, $T_{к.с} = 1000^\circ\text{К}$, $v = 0,8$).

G_p — количество воздуха во втором потоке (минуя дизель), отнесенное к 1 кг топлива;
 G_d — количество выпускных и продувочных газов дизеля, отнесенное к 1 кг топлива.



Фиг. 45. Адиабатный к. п. д. η_s комбинированной установки с камерой сгорания и регенератором в зависимости от общей степени сжатия ϵ_0 ($T_{к.с} = 1000^\circ\text{К}$, $\varphi_R = 0,7$).

Из сопоставления кривых $\eta_s = f(\epsilon_0)$ на фиг. 45 и 35 следует, что рационально построенная схема теплосиловой установки с до-

полнительной камерой сгорания и регенеративным подогревом воздуха может обеспечить не только более высокую условную литровую мощность, чем у обычной схемы установки СПГГ-ГТ, но и сохранить (и даже несколько повысить) адиабатный к. п. д. установки.

При расчетах параметров установки, работающей по данной схеме, принимались следующие значения параметров: $T_{к.с} = 1000^\circ\text{К}$; $G_d = \alpha L_{0\phi} = 43 \text{ кг}$; $\gamma_{кк} = 0,85$; $\gamma_{лм} = 0,9$; $v = 0,8$. Адиабатный к. п. д. определялся из формулы

$$\eta_{is} = \frac{Al_m \left(G_k + \frac{Q_0}{H_u} \right)}{Q_0}, \quad (31)$$

где Q_0 — общий расход тепла в дизеле СПГГ и дополнительных камерах сгорания;

$$Q_0 = H_u + Q'_{к.с} + Q''_{к.с} \text{ ккал,}$$

где

$$Q'_{к.с} = c_{pm} (G_d + 1) (T_{к.с} - T_z) \text{ ккал;}$$

$$Q''_{к.с} = c_{pm} G_p (T_{к.с} - T_x) \text{ ккал;}$$

T_z — температура газа за СПГГ.

Изменение температуры газа за СПГГ и воздуха за теплообменником в зависимости от давления наддува и степени сжатия дизеля при $\phi_R = 0,7$ и $T_{к.с} = 1000^\circ\text{К}$ показано на фиг. 46.

В табл. 5 приведен адиабатный к. п. д. для рассмотренных выше трех вариантов установок СПГГ-ГТ в зависимости от давления наддува, рассчитанный при $\epsilon_d = 8$.

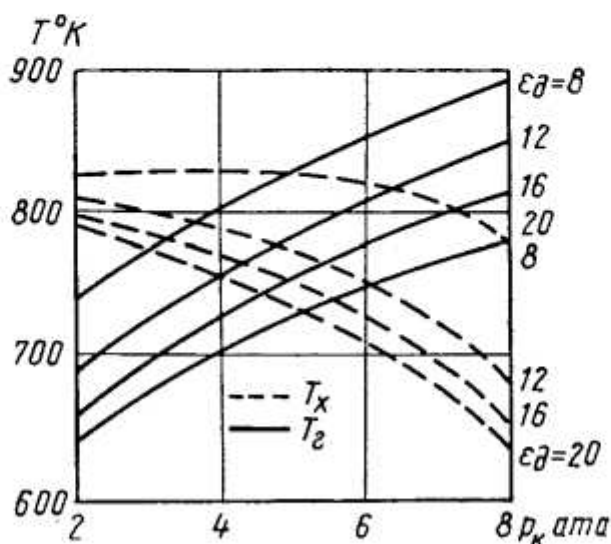
Некоторые параметры рабочего процесса установки СПГГ-ГТ с дополнительной камерой сгорания и теплообменником приведены в табл. 6.

Таблица 5

Таблица 6

Давление наддува в ата	η_{is} в %		
	Обычная установка	Установка с дополнительной камерой сгорания	Установка с дополнительной камерой сгорания и теплообменником
2	25,4	14,3	27,1
4	38,5	32,3	42,5
6	44,0	40,6	47,4
8	46,8	45,8	48,5

p_k ата	G_p в кг	T_x в $^\circ\text{К}$	$Q'_{к.с}$ в ккал	Q_k в ккал	N_d в л.с./л
2	132	755	8250	12350	4,3
4	37,5	679	3070	1950	16,5
6	15,3	647	1390	431	28,4
8	4,5	627	430	50	39,5



Фиг. 46. Температуры T_x и T_z в зависимости от давления p_k и степени сжатия ϵ_d в установке СПГГ-ГТ с камерой сгорания и теплообменником ($T_{к.с} = 1000^\circ\text{К}$, $\phi_R = 0,7$).

В этой таблице G_p — вес воздуха, отнесенный к 1 кг топлива, во втором потоке, минуя дизель СПГГ.

Напомним, что

$$G_p + G_d = G_k \text{ кг.}$$

При давлении наддува $p_k = 2 \text{ ата}$ количество тепла, возвращенного в процесс путем регенерации,

$$Q_R = G_p c'_{p_m} (T_x - T_k) \text{ ккал}$$

значительно больше количества тепла, подведенного в дополнительной камере сгорания:

$$Q_{k.c} = G_p c'_{p_m} (T_{k.c} - T_x) \text{ ккал.}$$

Поэтому экономичность установки намного возрастает по сравнению со схемой без регенератора. Увеличение к. п. д. установок с регенерацией тепла по сравнению с обычными установками при других значениях давления наддува объясняется в основном разделением воздушного потока и связанного с ним уменьшения гидравлических потерь.

Повышение мощности и экономичности обычной установки СПГГ-ГТ неизбежно связано с повышением наддува, а следовательно, тепловой напряженности и без того форсированного дизеля СПГГ.

В этой установке на всех этапах рабочего процесса поток газа остается неразделенным. Даже при осуществлении перепуска части рабочего воздуха из компрессора непосредственно в ресивер, минуя цилиндр дизеля, газовый поток остается, по существу, неразделенным, так как перед турбиной вся масса газа снова характеризуется общими параметрами состояния.

При уменьшении давления наддува путем регулирования параметров воздуха, определяющих энергетический баланс дизеля и компрессора, значительная часть поступающего от компрессора воздуха не принимает непосредственного участия в рабочем процессе дизеля. Кроме того, создается возможность сжимать воздух в компрессоре до любого другого давления, не зависящего от давления наддува.

Удельный расход воздуха в потоке, минуя дизель, G_p по условию баланса работы дизеля и компрессора также зависит от давления:

$$G_p = \frac{H_u \eta_e \eta_k - Al_{k_1} G_d}{Al_{k_2}} \text{ кг/кг,} \quad (32)$$

где l_{k_2} — удельная адиабатная работа сжатия воздуха до давления p_p во втором потоке в кгм/кг.

Но разделение потоков само по себе еще не может обеспечить увеличение эффективной работы теплосиловой установки.

Эффективную работу обычной установки СПГГ-ГТ (с неразделенным потоком) также можно представить как сумму работ рас-

ширения выпускных газов дизеля СПГГ и всей остальной массы воздуха:

$$Al_e = Al_{p_1} + Al_{p_2} = A \cdot 102,5 T_c (G_D + 1) [p_k] \eta_{lm} + A \cdot 102,5 T_c G_p [p_k] \eta_{lm}, \quad (33)$$

где T_c — температура воздуха за компрессором;

$$[p_k] = \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{0,286}} \right].$$

В результате разделения потоков и регенеративного подогрева рабочего воздуха (если не учитывать уменьшения гидравлических потерь в газовом тракте) изменится второе слагаемое этой суммы:

$$Al_{p_2} = A \cdot 102,5 T_x G_{p_1} [p_p] \eta_{lm},$$

где T_x — температура воздуха за теплообменником;
 G_{p_1} — новое значение удельного расхода воздуха во втором потоке, соответствующее давлению потока p_p , в ата.

Анализ уравнения (33) показывает, что равенство

$$G_p [p_k] = G_{p_1} [p_p]$$

может быть нарушено только в результате изменения гидравлических сопротивлений установки, но в принципе оно вытекает из основного условия баланса работ (9). Поэтому положительный термодинамический эффект от разделения потоков обусловлен лишь регенеративным подогревом рабочего воздуха, трудно осуществимым в обычной схеме установки СПГГ-ГТ.

Соотношение давлений в разделенных потоках влияет на адиабатный к. п. д. установки лишь косвенно, поскольку отношение $\frac{p_k}{p_p}$ определяет условия регенерации.

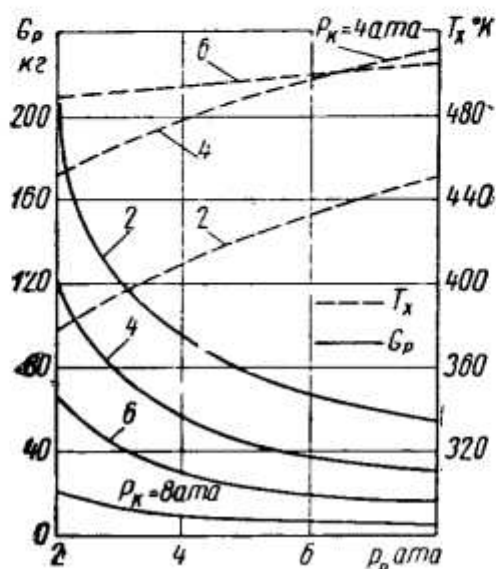
Повышение температуры воздуха при сжатии его в компрессоре резко снижает эффект от наддува в обычных двигателях внутреннего сгорания. В связи с этим в современных установках предусмотрено охлаждение воздуха перед двигателем. Специальный же подогрев его после компрессора не имеет смысла.

Совсем иначе обстоит дело при подогреве наддувочного воздуха перед СПГГ, работающим совместно с газовой турбиной. Здесь подогрев, несколько снижая литровую мощность дизеля СПГГ, повышает температуру газа перед турбиной, а следовательно, и к. п. д. установки. Однако разделение потоков позволяет уменьшить высоту распределительных окон и тем самым несколько компенсировать потери литровой мощности, вызванные регенеративным подогревом воздуха.

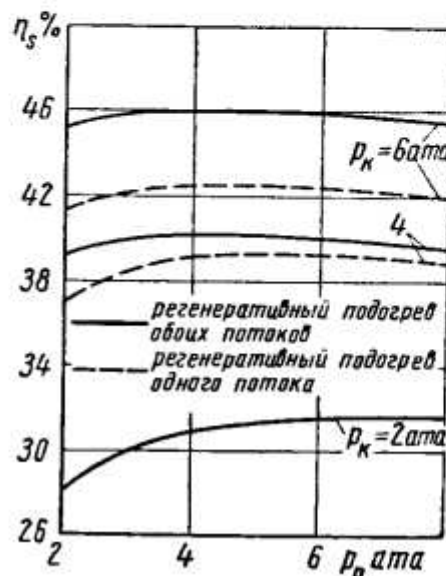
На фиг. 47 показаны удельный расход воздуха во втором потоке G_p и температура воздуха за теплообменником T_x в зависимости от давления в потоках p_k и p_p . Из графиков следует, что

с увеличением давления воздуха во втором потоке p_p , количество воздуха во втором потоке снижается, а температура T_x растет. Влияние давления наддува p_k на эти параметры более сложно.

С уменьшением давления наддува растет доля работы, затрачиваемая на сжатие воздуха во втором потоке [см. уравнение (32)], что приводит к повышению G_p . Но при $\epsilon_0 = \text{const}$ с уменьшением p_k (т. е. с уменьшением степени сжатия компрессора) увеличивается степень сжатия дизеля и падает температура газа за СПГГ и температура T_x .



Фиг. 47. Удельный расход воздуха G_p во втором потоке и температура воздуха за теплообменником T_x в зависимости от давлений p_k и p_p ($\epsilon_0 = 30$, $\varphi_R = 0,7$, $\Delta t = 50^\circ\text{C}$).



Фиг. 48. Адиабатный к. п. д. η_s установки с разделенными потоками в зависимости от давлений p_k и p_p ($\epsilon_0 = 8$, $\varphi_R = 0,7$, $\Delta t = 50^\circ\text{C}$).

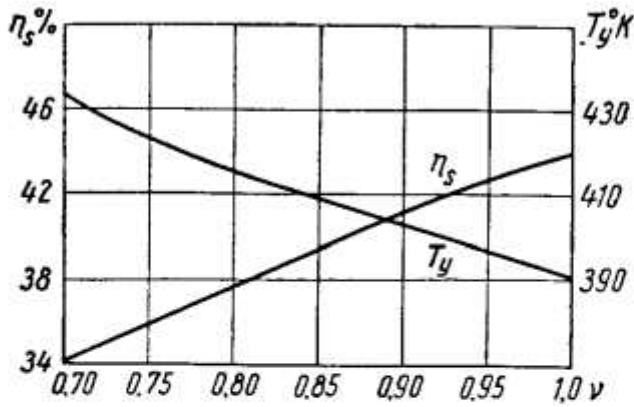
На фиг. 48 приведен адиабатный к. п. д. установки СПГГ-ГТ в зависимости от p_p и p_k при регенеративном подогреве потока воздуха, минующего дизель, и обоих потоков. В последнем случае принято, что наддувочный воздух подогревается на 50°C ($\varphi_k = 0,7$). Приведенные графики рассчитаны без учета снижения гидравлических потерь, вызванного разделением потока воздуха.

Зависимость $\eta_s = f(\nu)$ показана на фиг. 49. Из графика следует, что при увеличении коэффициента ν с 0,8 до 0,9 адиабатный к. п. д. установки повышается на 3% (с 38 до 41%). Эффект совместного действия регенерации тепла и снижения гидравлических потерь при рациональном выборе основных параметров процесса может достигать 20—25% (относительных).

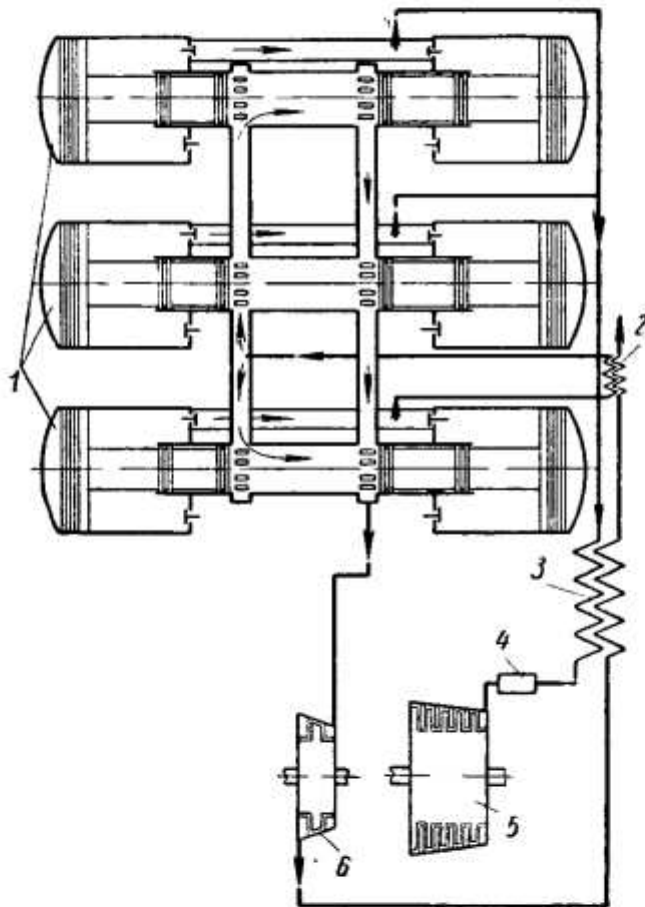
На фиг. 50 и 51 показаны два варианта принципиальных схем установок СПГГ-ГТ, предложенных ЦНИИ МПС, с регенеративным подогревом обоих потоков рабочего газа.

В установке, выполненной по первому варианту (фиг. 50), один из СПГГ подает воздух для продувки и наддува цилиндров ди-

зелей всех трех СПГГ. Перед поступлением в продувочный коллектор этот воздух подогревается в теплообменнике. Выпускные газы



Фиг. 49. Адиабатный к. п. д. установки η_s и температура газа за турбиной T_g в зависимости от коэффициента гидравлических потерь ν ($\rho_k = 4 \text{ ата}$, $\epsilon_0 = 30$).



Фиг. 50. Схема установки СПГГ-ГТ ЦНИИ МПС с двумя потоками рабочего газа (первый вариант):

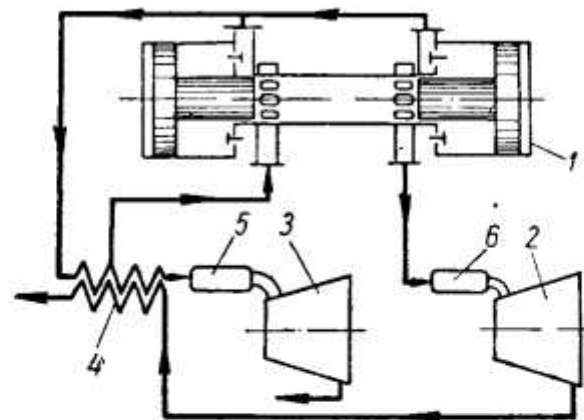
1 — блок СПГГ; 2 и 3 — теплообменники; 4 — дополнительная камера сгорания; 5 и 6 — газовые турбины.

всего блока СПГГ из общего коллектора направляются в газовую турбину 6. После турбины 6 отработавшие газы проходят последовательно через теплообменники 3 и 2, обеспечивающие подогрев потоков рабочего и продувочного воздуха.

От остальных двух СПГГ воздух поступает в теплообменник 3, затем в дополнительную камеру сгорания 4, где его температура, в зависимости от нагрузки, повышается до 600—700 °С, и в турбину 5. Отработавшие газы из турбины 5 отводятся в атмосферу.

Таким образом, турбины этой установки работают на двух самостоятельных потоках газов различных параметров.

В установке, выполненной по второму варианту (фиг. 51), воздух из компрессора СПГГ направляется в теплообмен-



Фиг. 51. Схема установки СПГГ-ГТ ЦНИИ МПС с двумя потоками рабочего газа (второй вариант):

1 — блок СПГГ; 2 и 3 — газовые турбины; 4 — теплообменник; 5 и 6 — дополнительные камеры сгорания.

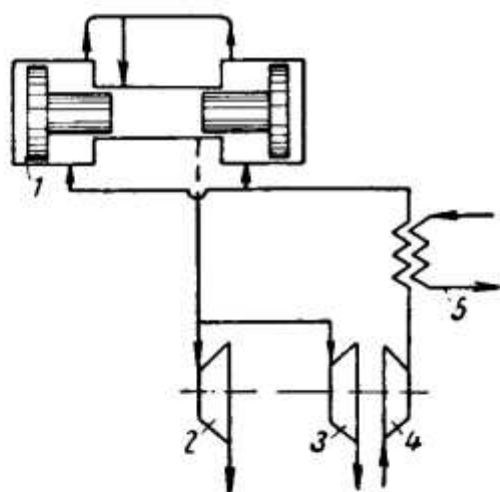
ник 4, в котором он разделяется на два потока: один поток из теплообменника поступает в дополнительную камеру сгорания 5,

а затем в турбину 3, другой — в цилиндр дизеля СПГГ. Выпускные газы из блока СПГГ направляются через дополнительную камеру сгорания 6 в турбину 2, а из нее — в теплообменник 4. Камеры сгорания 5 и 6 могут быть из схемы исключены.

Из сравнения рассмотренных нами схем теплосиловой установки СПГГ-ГТ видно, что самая совершенная практически осуществленная простейшая схема Лонткевича — Пескара не может быть отнесена к лучшим в термодинамическом отношении. Наиболее общей схемой, несомненно, может быть названа схема с двумя потоками рабочего газа, к которой относятся самые разнообразные варианты установок. В частности, установка с СПГГ типа GS-34, работающая с перепуском части воздуха из компрессора в турбину, может быть отнесена к одной из схем с двумя потоками рабочего газа. Однако она не является самой оптимальной из них.

В последнее время были разработаны комбинированные установки с двухступенчатым повышением давления наддува. В этих установках первой ступенью повышения давления служит турбокомпрессор, работающий, как и основная турбина, на газе, поступающем от СПГГ. Второй ступенью сжатия служит компрессор СПГГ.

В современных форсированных дизелях иногда применяется так называемый комбинированный наддув, представляющий собой двухступенчатое сжатие воздуха в турбокомпрессоре и приводном нагнетателе.



Фиг. 52. Схема установки СПГГ-ГТ с двухступенчатым сжатием воздуха:

- 1 — СПГГ; 2 — основная турбина;
- 3 — турбина первой ступени сжатия;
- 4 — компрессор; 5 — теплообменник.

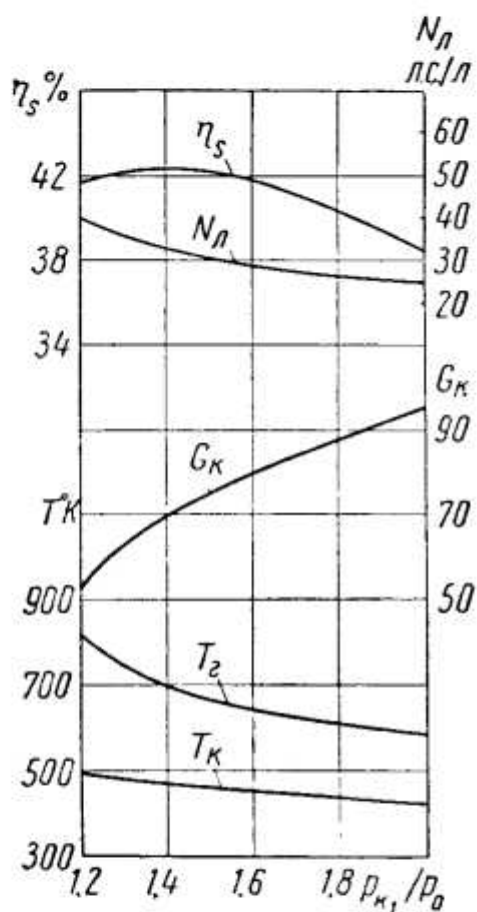
В установках СПГГ-ГТ с двухступенчатым сжатием продувочный воздух после первой ступени сжатия охлаждается (промежуточное охлаждение), что приводит к снижению температуры не только продувочного воздуха, но и газа за СПГГ.

При анализе подобных схем (фиг. 52), естественно, возникает вопрос, что дает применение дополнительной ступени сжатия и какие новые качества приобретает теплосиловая установка с турбокомпрессором.

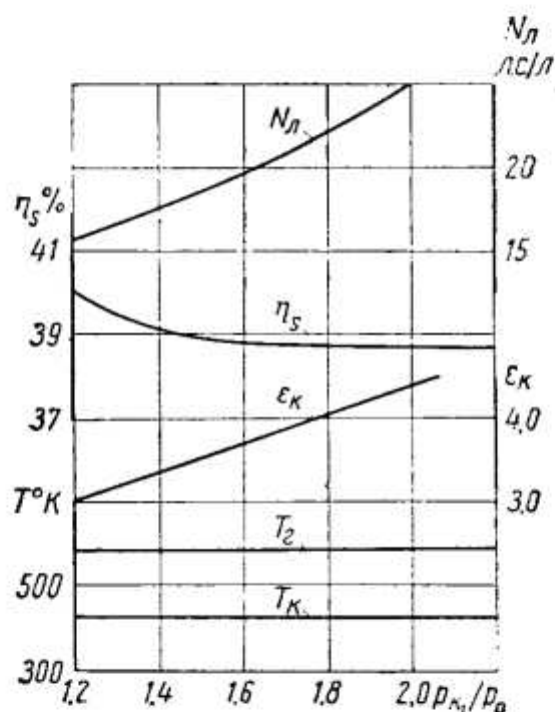
Следует отметить, что предварительное сжатие воздуха не может существенно повысить давление наддува в дизеле СПГГ. В самом деле, в одноступенчатом поршневом компрессоре СПГГ воздух можно сжать до 7—8 ата, если не учитывать технологических ограничений, связанных в основном со смазкой цилиндров компрессора. Применение столь высокого давления наддува неизбежно привело бы к чрезмерному давлению сгорания в цилиндре дизеля (200—220 ата). В то же

время экономичность установки при изменении давления сжатия в компрессоре с 6 до 8 *ата* повысилась бы только на 2—3% (см. фиг. 35). Правда, отсутствие коленчатого вала в СПГГ позволяет повысить максимальное давление цикла, что и сделано в существующих установках СПГГ-ГТ, в которых даже при давлении наддува 4—5 *ата* общая степень сжатия достигает 30.

Следовательно, двухступенчатое сжатие не может быть использовано с целью существенного повышения давления наддува. Расчет показывает также, что работа дизеля при давлении p_k до 5 *ата*, без промежуточного охлаждения воздуха, не ограничивается максимальной температурой цикла, которая не превышает при этом 2200 °К (при $\alpha=2$). Однако при двухступенчатом сжатии с проме-



Фиг. 53. Основные параметры установки СПГГ-ГТ с двухступенчатым сжатием в зависимости от степени повышения давления в первой ступени ($\varepsilon_{k1}\varepsilon_{k2} = \text{idem}$, $\varepsilon_k = 4,42$, $\varepsilon_D = 10$, $p_k = 8 \text{ ата}$).



Фиг. 54. Основные параметры установки СПГГ-ГТ с двухступенчатым сжатием в зависимости от $\frac{p_{k1}}{p_0}$ ($\varepsilon_{k2} = 2,27$, $\varepsilon_D = 10$).

жуточным охлаждением воздуха может быть повышено общее давление продувочного воздуха на 1,5—2 *ата* без опасения нарушить режим смазки цилиндров компрессора СПГГ.

На фиг. 53 приведены основные параметры установки СПГГ-ГТ с двухступенчатым сжатием воздуха в зависимости от степени повышения давления в первой ступени. Кривые построены при усло-

вии постоянства степеней сжатия компрессора $\varepsilon_{\kappa} = 4,42$ ($p_{\kappa} = 8$ ата) и дизеля $\varepsilon_{\partial} = 10$:

$$\varepsilon_{\kappa} = \varepsilon_{\kappa_1} \varepsilon_{\kappa_2},$$

где ε_{κ_1} — степень сжатия первой ступени;
 ε_{κ_2} — степень сжатия второй ступени.

В соответствии с условием энергетического баланса дизеля и компрессора СПГГ производительность компрессора, отнесенная к 1 кг топлива,

$$G_{\kappa} = \frac{H_u \eta_e \eta_{\kappa}}{Al_{\kappa_2}} \text{ кг},$$

где Al_{κ_2} — удельная адиабатная работа сжатия в компрессоре СПГГ в ккал/кг.

Адиабатный к. п. д. теплосиловой установки с двухступенчатым сжатием равен

$$\eta_{1s} = \frac{Al_m (G_{\kappa} + 1) - \frac{Al_{\kappa_1} G_{\kappa}}{\eta_{\kappa}}}{H_u}, \quad (34)$$

где Al_{κ_1} — удельная адиабатная работа сжатия в первой ступени в ккал/кг.

Таким образом, адиабатный к. п. д. установки с двухступенчатым сжатием зависит от распределения работы между ступенями сжатия воздуха.

На фиг. 54 приведены основные параметры установки с двухступенчатым сжатием в зависимости от p_{κ_1} при постоянной степени повышения давления во второй ступени.

Как следует из фиг. 54, с увеличением доли работы первой ступени сжатия производительность компрессора, отнесенная к 1 кг топлива, и условная литровая мощность растут, а адиабатный к. п. д. теплосиловой установки снижается. Последнее объясняется тем, что с повышением p_{κ_1} значительно увеличивается работа сжатия воздуха в первой ступени и, следовательно, падает эффективная работа адиабатного расширения.

Кроме того, с увеличением p_{κ_1} (в случае $\varepsilon_0 = \text{idem}$), как уже было указано, растет общий коэффициент избытка воздуха α_0 (или, что то же, удельная производительность компрессора). Это вызывает, в свою очередь, падение температуры газа перед турбиной и уменьшение удельной работы расширения его в турбине.

Технико-экономические показатели установки существенно изменяются, если в ее схему ввести дополнительную камеру сгорания. На первый взгляд может создаться впечатление, что повышение p_{κ_1} в этом случае должно привести к значительному увеличению мощности установки, сравнительно мало отразившись на ее экономичности. Расчет приводит к иным результатам (табл. 7).

Таблица 7

$p_{к1}$ в ата	G_k в кг	α_0	$T_{к}$ в °К	Al_p в ккал	Al_e в ккал	$Q_{к.с}$ в ккал	τ_{is}	$N_{л.с./л}$
2	90,5	6,35	453	9 000	7 055	8 220	0,383	40,2
3	135,5	9,5	398	13 450	8 610	16 200	0,326	37,2
4	200,0	14,0	363	19 800	10 350	27 600	0,274	33,3
5	317,0	22,1	335	31 300	13 300	48 300	0,227	29,3

В этой таблице приняты следующие обозначения:

Al_p — общая адиабатная работа в ккал;

Al_e — эффективная адиабатная работа в ккал;

$Q_{к.с}$ — тепло, подведенное к дополнительной камере сгорания, в ккал.

Расчет параметров, приведенных в табл. 7, выполнен для $p_k = 8 \text{ ата}$, $T_{к.с} = 1000 \text{ °К}$ при условии полного охлаждения воздуха после компрессора первой ступени.

Из табл. 7 следует, что с увеличением давления сжатия p значительно растет производительность компрессора СПГГ, отнесенная к 1 кг топлива (G_k), израсходованного в дизеле СПГГ.

Но одновременно с этим снижается температура газа за СПГГ (так как повышается α_0) и увеличивается расход тепла в дополнительной камере сгорания:

$$Q_{к.с} = c_{p_m} (G_k + 1) (T_{к.с} - T_2) \text{ ккал.}$$

Важно отметить, что условная литровая мощность, ради повышения которой обычно и предлагается применить высокое сжатие в первой ступени, не повышается, а, наоборот, снижается с увеличением $p_{к1}$. Так, при изменении давления наддува $p_{к1}$ с 2 до 5 ата литровая мощность уменьшается с 40,2 до 29,3 л.с./л, т. е. на 27%.

С повышением давления сжатия в компрессоре первой ступени экономичность установки падает. Это происходит оттого, что с введением дополнительной ступени сжатия термодинамическая схема газотурбинной установки с СПГГ приближается к схеме обычной газовой турбины, в которой эффективная работа всегда является только разностью между работой расширения в турбине и работой сжатия в компрессоре. Другими словами, такие установки являются, по существу, механическим соединением двух различных термодинамических схем. Удельный вес каждой из этих схем в установке определяется давлением сжатия воздуха в первой ступени. Расчет показывает, что и к. п. д. такой установки представляет собой среднюю величину из к. п. д. газотурбинных установок с СПГГ и обычного типа.

Адиабатный к. п. д. и условная литровая мощность обычной газотурбинной установки с СПГГ и различных других вариантов схем с двухступенчатым сжатием, охлаждением воздуха после пер-

вой ступени и степенью повышения давления $\pi_{\kappa_2} = 2,5$ приведены в табл. 8.

Результаты сравнительных расчетов, приведенные в табл. 8, получены при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2$ и числе циклов в минуту, условно принятом равным 1000. Охлаждение воздуха после первой ступени в расчетах принималось полным, т. е. до 15°C .

Таблица 8

p_{κ} в ата	Обычная установка СПГГ-ГТ		СПГГ-ГТ с двухступенчатым сжатием					
			без камеры сгорания и теплообменника		с камерой сгорания ($T_{\kappa.c} = 1000^\circ$) без теплообменника		с камерой сгорания ($T_{\kappa.c} = 1000^\circ$) и теплообменником ($\frac{T_x - T_{\kappa}}{T_y - T_{\kappa}} = 0,75$)	
	τ_{1s}	N_A	τ_{1s}	N_A	τ_{1s}	N_A	τ_{1s}	N_A
4	0,378	11,0	0,288	6,05	0,277	16,1	0,371	16,1
6	0,423	22,1	0,237	7,50	0,308	27,0	0,387	27,0
7	0,435	28,1	0,203	7,46	0,312	31,8	0,385	31,8
8	0,442	34,0	0,173	7,23	0,315	36,6	0,379	36,6

Из табл. 8 следует, что из предложенных в настоящее время принципиальных схем газотурбинных установок с СПГГ наиболее простая схема Лонткевича — Пескара обеспечивает достаточно высокую экономичность и удовлетворительную условную литровую мощность.

Напомним, что условная литровая мощность, рассчитанная по формуле (28), является скорее термодинамическим, чем конструктивным параметром. Чтобы приблизить ее значение к значению литровой мощности реальной конструкции, можно использовать уравнение

$$N'_L = N_A (1 - \psi),$$

где ψ — доля потерянного хода поршня (на распределительные окна).

Как будет показано в дальнейшем, величина ψ во многом зависит от выбора способа внутреннего регулирования СПГГ.

Схема установки с двухступенчатым сжатием дает возможность получить большой избыток воздуха, который при отсутствии дополнительной камеры сгорания невозможно эффективно реализовать. Это приводит к резкому снижению мощности и экономичности установки.

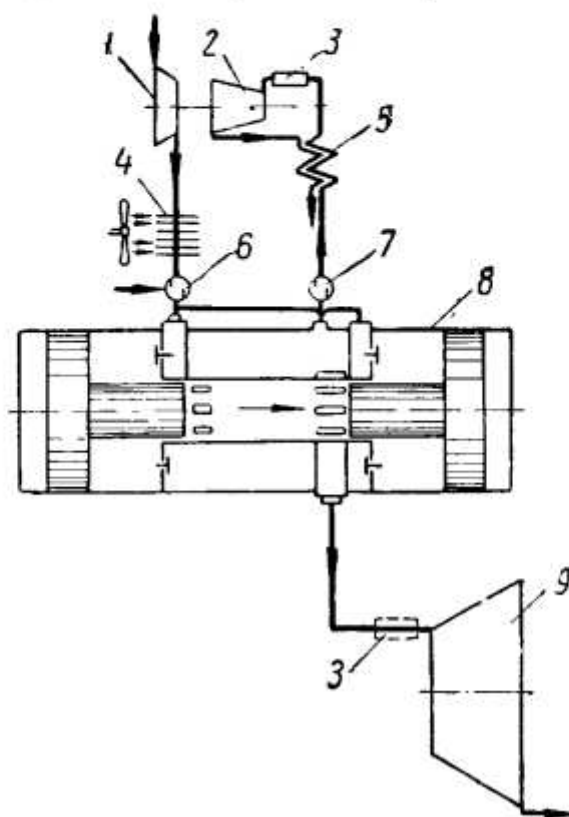
Включение в такую схему дополнительной камеры сгорания значительно улучшает ее показатели. Адиабатный к. п. д. с увеличением давления наддува p_{κ} , например, с 4 до 8 ата повышается с 27,7 до 31,5%, а условная литровая мощность — с 16,1 до 36,6 л. с./л (см. табл. 8).

Но значение дополнительной камеры сгорания не исчерпывается улучшением показателей установки с двухступенчатым сжатием на номинальной нагрузке. Для любой транспортной комбинированной установки применение такой камеры сгорания является весьма перспективным, так как позволяет не только повысить условную литровую мощность (и, следовательно, снизить удельный вес установки), но и осуществить форсирование и эффективное регулирование установки.

Включение в такую схему теплообменника заметно улучшает ее экономичность, не повышая условной литровой мощности установки.

Сравнение, однако, показывает, что в рассмотренных пределах давления наддува (до 8 *ата*) наиболее высоким к. п. д. обладает обычная установка СПГГ-ГТ. Из анализа этой классической схемы следует, что с увеличением давления наддува ее адиабатный к. п. д. растет. И все же в выполненных моделях давление сжатия в компрессоре СПГГ, в основном, не превышает 5—5,2 *ата*. Здесь сказались технологические ограничения по условиям смазки цилиндров компрессора, конструкции автоматических нагнетательных клапанов и др. Расчет, однако, показывает, что сжатие воздуха в компрессоре СПГГ до 7 *ата* при соответствующей стабилизации степени сжатия дизеля обеспечило бы работу СПГГ в пределах допустимых максимальных давлений цикла дизеля.

В связи с этим была предложена рациональная схема, в которой двухступенчатый наддув применен в одном из потоков установки с двумя потоками рабочего газа. Установка, работающая по этой схеме, представляет собой обычную установку СПГГ-ГТ, которая снабжена турбокомпрессорным агрегатом, служащим первой ступенью сжатия наддувочного воздуха (фиг. 55). К камере сгорания 3, установленной перед турбиной 2, подводится сжатый воздух из ресивера СПГГ. От нагнетателя воздух поступает через радиатор 4 в компрессор СПГГ. Отработавшие газы из турбины 2 идут в теплообменник для подогрева воздуха, направляемого в турбину через камеру сгорания 3.



Фиг. 55. Схема установки СПГГ-ГТ с двухступенчатым сжатием (ЦНИИ МПС):

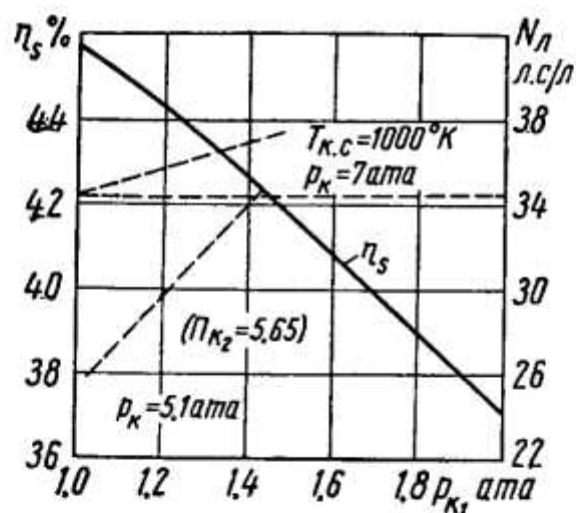
1 — нагнетатель воздуха; 2 — газовая турбина нагнетателя; 3 — дополнительная камера сгорания; 4 — радиатор; 5 — теплообменник; 6 — переключатель на атмосферу; 7 — выключатель вспомогательной установки; 8 — СПГГ; 9 — основная газовая турбина.

Анализ принципиальных схем с наддувом показывает, что при заданном постоянном значении p_k (или, что то же самое, при постоянной степени повышения давления π_k) первая ступень наддува не изменяет условной литровой мощности установки. Что же касается адиабатного к. п. д., то он с повышением давления в первой ступени p_{k_1} падает (фиг. 56). Поэтому первая ступень сжатия в приведенной на фиг. 55 схеме имеет смысл только потому, что указанные выше ограничения не дают пока возможности получить в одноступенчатом компрессоре СПГГ давление 7—8 *ата*.

Приняв p_k в существующем СПГГ 5,1 *ата* ($\pi_{k_2} = 5,65$) и давление, достижимое без ограничений $p_k = 7$ *ата* ($\pi_k = 7,77$), найдем рациональное давление сжатия в первой ступени наддува, которое следует осуществить:

$$\pi_{k_1} = \frac{\pi_k}{\pi_{k_2}} = \frac{7,77}{5,65} = 1,37 \text{ или } p_{k_1} \approx 1,25 \text{ ата.}$$

Итак, давление наддува в первой ступени больше $p_{k_1} = 1,25 \div 1,30$ *ата* принимать нерационально, если оно не сочетается с дополнительной камерой сгорания.



Фиг. 56. Адиабатный к. п. д. η_s и литровая мощность N_L установки СПГГ-ГТ в зависимости от давления сжатия в первой ступени p_{k_1} ($p_k = 7$ *ата*, $v_d = 9$, $T_{к.с} = 1000^\circ\text{K}$, схема с разделенным потоком).

В такую камеру можно отвести избыточное количество воздуха, которое тем больше, чем выше давление p_{k_1} . Мощность установки при этом повышается, но к. п. д. ее падает вследствие увеличения доли, приходящейся на обычный газотурбинный цикл, экономичность которого значительно ниже, чем экономичность цикла установки СПГГ-ГТ.

В заключение приведем результаты проведенного ЦНИИ МПС расчета для нескольких принципиальных схем установок СПГГ-ГТ (табл. 9). СПГГ всех установок одного и того же размера имеют следующие основные параметры:

- D — диаметр цилиндра дизеля — 207 мм;
- D_k — диаметр цилиндра компрессора — 565 мм;
- S — ход блока поршней на номинальной нагрузке — 290 мм;
- n — число циклов в минуту — 920.

Необходимые обоснования и расчет параметров рабочего процесса, входящих в табл. 9, будут даны в последующих главах.

Таблица 9

№ по пор.	Характеристика установки	P_k в атм	P_2 в атм	P_2^c в атм	P_z в атм	θ	Коэффициент наполнения ком- прессора γ	T_k в $^{\circ}K$	T_2 в $^{\circ}K$	$T_{k,c}$ в $^{\circ}K$	α_0	τ_1	P_1^1 в кг/см 2	N_s в л. с.	N_s^c (с дополни- тельной камерой в л. с.)	t_s	t_s^c (с дополни- тельной камерой в л. с.)
1	С дополнительной камерой сгорания	5,1	4,3	85,5	128	9,0	0,7	480	739	1000	4,95	39,3	11,0	490	652	43,0	38,8
2	С повышенным давлением сжатия в компрессоре СДПГ и дополнительной камерой сгорания	7,0	6,2	92,7	139	7,5	0,561	527	859	1000	3,78	38,0	13,65	668	761	47,7	45,2
3	С двухступенчатым сжатием воздуха ($\pi_{\kappa_1} = 1,67$, $\pi_{\kappa_2} = 4,67$), промежуточным охлаждением воздуха и дополнительной камерой сгорания	7,0	5,8	91,0	136,5	7,5	0,74	450	686	1000	5,46	38,0	15,5	608	1000	38,3	38,1
4	С двухступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением воздуха. Нагнетатель первой ступени работает от специальной турбины. Воздух в турбины поступает из ресивера СДПГ через теплообменник и дополнительную камеру сгорания	7,0	6,0	91,0	136,5	7,5	0,74	450	783	1000	4,36	38,0	15,5	790	1014	43,7	42,6

Результаты расчета подтверждают вывод о зависимости мощности и экономичности установки от ее принципиальной схемы. Так, например, один и тот же СПГГ (конструкции ЦНИИ МПС) может обеспечить номинальную мощность установки от 608 до 1014 л. с., причем мощность 1014 л. с. не является пределом.

Изменяя программу регулирования при сохранении постоянного хода блока поршней СПГГ на всем диапазоне изменения нагрузки, мощность установки с турбокомпрессором можно значительно увеличить.

Глава III. ОСНОВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СПГГ

§ 6. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И ДИНАМИКА ПОРШНЕЙ

Переходя к анализу рабочего процесса СПГГ, следует отметить, что все его своеобразие связано со спецификой термодинамической и конструктивной схем установки СПГГ-ГТ. Двухтактный дизель, расположенный в центральной части СПГГ (симметричная схема СПГГ типа GS-34), составляет лишь один из элементов теплосиловой установки. Взаимодействие СПГГ и газовой турбины определяет рабочий режим генератора газа и динамику движения блоков поршней.

Если в обычном двигателе закон движения поршня определяется кривошипно-шатунным механизмом, то в СПГГ это движение зависит от массы блока поршней и действующей на них результирующей сил, определяемых давлением газов, находящихся в цилиндрах дизеля, компрессора и буфера СПГГ, и трением поршней о стенки цилиндров. Поэтому к двум основным уравнениям энергетического и теплового балансов прибавится уравнение, которое выражает собой особенности динамики исследуемого нами двигателя:

$$m \frac{d^2S}{d\tau^2} = \Sigma R_i, \quad (35)$$

где m — масса одного блока поршней;

S — текущая координата хода блока поршней;

τ — время;

R_i — действующие на блок поршней силы давления газов и трения.

Результирующая сил, действующих на блок поршней, может быть представлена для любой конструктивной схемы СПГГ как алгебраическая сумма

$$\Sigma R_i = R_d + R_k + R_b + R_{mp}, \quad (36)$$

где R_d — сила давления газов в цилиндре дизеля; $R_d = p_d F_d$
(F_d — площадь поршня дизеля);

R_k — сила давления газов в цилиндре компрессора;
 $R_k = p_k F_k$ (F_k — площадь поршня компрессора);

R_b — сила давления газов в цилиндре буфера (буферной полости); $R_b = p_b F_b$ (F_b — площадь поршня буфера);

R_{mp} — сила трения, направленная против движения блока поршней.

Для наиболее распространенной симметричной схемы СПГГ с внутренним расположением компрессорных полостей (GS-34) уравнение (36) примет следующий вид:

а) для прямого хода блока поршней

$$\Sigma R_{i_1} = R_{\partial_1} + R_{\kappa_1} - (R_{b_1} + R_{mp_1}); \quad (37)$$

б) для обратного хода блока поршней

$$\Sigma R_{i_2} = R_{b_2} - (R_{\partial_2} + R_{\kappa_2} + R_{mp_2}). \quad (38)$$

Блоки поршней СПГГ не производят внешней механической работы. Совершив прямой или обратный ход, они останавливаются в мертвых точках, исчерпав запас кинетической энергии, полученной в результате действия результирующей сил.

Условие баланса работ, совершаемых силами, действующими на блок поршней, в течение каждого его хода [15], [16] для рассматриваемой нами симметричной схемы СПГГ выражается следующими равенствами:

для прямого хода

$$L_{\partial_1} + L_{\kappa_1} = L_{b_1} + L_{mp_1}; \quad (39)$$

для обратного хода

$$L_{b_2} = L_{\partial_2} + L_{\kappa_2} + L_{mp_2}. \quad (40)$$

В этих уравнениях L_{∂_1} и L_{∂_2} — работа за прямой и обратный ход действующих на блок поршней сил давления газов, находящихся в цилиндре дизеля;

L_{κ_1} и L_{κ_2} — то же, для газов, находящихся в цилиндре компрессора;

L_{b_1} и L_{b_2} — то же, для газов в буфере;

L_{mp_1} и L_{mp_2} — работа сил трения.

Если сложить уравнения (39) и (40), считая, что в буфере потерь нет и $L_{b_1} = L_{b_2}$, то получим

$$L_{\partial_1} - L_{\partial_2} = L_{\kappa_2} - L_{\kappa_1} + L_{mp}$$

или

$$L_{i\partial} - L_{mp} = L_{i\kappa}, \quad (41)$$

где

$L_{i\partial}$ — индикаторная работа дизеля;

$L_{i\kappa}$ — индикаторная работа компрессора;

L_{mp} — работа трения за цикл.

Полученное равенство повторяет уже известное нам уравнение энергетического баланса:

$$H_u \gamma_e = \frac{G_k A l_k}{\tau_k}.$$

Из уравнения (35) следует, что закон движения свободного блока поршней генератора газа определяется действующей на него результирующей сил. Но величина результирующей во многом зависит от кинематики блока поршней СПГГ. Чтобы лучше показать связь этих двух сторон рабочего процесса СПГГ, уравнение (35) можно написать в более развернутом виде [4]:

$$m \frac{d^2 S}{d\tau^2} = p(\tau) F + p_{к.б}(S) F, \quad (42)$$

где $p(\tau)$ — давление газов в цилиндре дизеля на поршень как функция времени;

$p_{к.б}(S)$ — давление воздуха на поршни компрессора и буфера как функция перемещения блока поршней.

Функция давления $p_{к.б}(S)$ в общем случае зависит от конструктивной схемы СПГГ.

Перемещение блока поршней равно

$$S = \frac{V}{F},$$

где V — текущий объем, описываемый поршнем дизеля.

После подстановки этого соотношения в уравнение (42) получим

$$\frac{m d^2 V}{F^2 d\tau^2} = p(\tau) + p_{к.б}(V), \quad (43)$$

где $p_{к.б}(V)$ — давление как функции текущего объема, описываемого поршнем дизеля.

Приведенное выражение может быть исходным для получения уравнения, связывающего динамику тепловыделения в цилиндре дизеля СПГГ $p(\tau)$ с движением свободного блока поршней. При выводе этого уравнения В. К. Кошкин и Б. Р. Левин использовали следующие основные соотношения.

Переменные давления и объем газов в цилиндре дизеля СПГГ связаны между собой уравнением первого закона термодинамики:

$$\frac{i}{A} \cdot \frac{dQ}{d\tau} = \frac{1}{k-1} \cdot \frac{d}{d\tau}(pV) + p \frac{dV}{d\tau}, \quad (44)$$

где $\frac{dQ}{d\tau}$ — скорость выделения тепла в цилиндре дизеля;

k — показатель адиабаты;

$\frac{dV}{d\tau}$ — скорость изменения объема в цилиндре дизеля.

Это уравнение может быть переписано в следующем виде:

$$V \frac{dp}{d\tau} = \frac{k-1}{A} \cdot \frac{dQ}{d\tau} - kp \frac{dV}{d\tau}. \quad (45)$$

Расчеты показывают, что для продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1,4$ показатель адиабаты k можно считать не зависящим от рода рабочего газа.

Скорость выделения тепла может быть выражена через параметры, связанные реальным процессом сгорания:

$$\frac{dQ}{d\tau} = b_0 H_u \xi \frac{dx}{d\tau}, \quad (46)$$

где b_0 — количество топлива, поданного в цилиндр дизеля за один цикл;
 ξ — коэффициент использования тепла в рабочем процессе дизеля;
 $\frac{dx}{d\tau}$ — относительная скорость сгорания, которая может быть определена по опытным данным.

Подставив значение p из уравнения (43) в уравнение (45), получим

$$V \frac{dp}{d\tau} = \frac{k-1}{A} \cdot \frac{dQ}{d\tau} - k \left[\frac{m}{F^2} \cdot \frac{d^2V}{d\tau^2} - p_{\kappa.б}(V) \right] \frac{dV}{d\tau}. \quad (47)$$

Продифференцировав обе части уравнения (43) и используя приведенные выражения, получим нелинейное дифференциальное уравнение третьего порядка относительно неизвестного перемещения блока поршней:

$$\begin{aligned} \frac{m}{F^2} V \frac{d^3V}{d\tau^3} + \frac{km}{F^2} \cdot \frac{dV}{d\tau} \cdot \frac{d^2V}{d\tau^2} - \left[kp_{\kappa.б}(V) + V \frac{dp_{\kappa.б}(V)}{dV} \right] \frac{dV}{d\tau} = \\ = \frac{(k-1)b_0 H_u \xi}{A} \cdot \frac{dx}{d\tau}. \end{aligned} \quad (48)$$

Нами приведена одна из немногих попыток аналитического решения задачи о движении свободного блока поршней в зависимости от скорости сгорания в реальном СПГГ.

К сожалению, решение полученного уравнения в общем виде затруднительно. Поэтому в каждом конкретном случае для решения приходится пользоваться методами численного интегрирования.

Следует отметить, что, зная работу внешних сил, действующих на блок поршней СПГГ, можно определить мгновенное значение скорости блока поршней на любом участке его пути:

$$\frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} = L_S$$

или

$$v_S = \sqrt{\frac{2}{m} L_S} = \sqrt{\frac{2}{m} \int_0^S R dS}, \quad (49)$$

где R — результирующая действующих на блок поршней сил, определяемых по уравнениям (37) и (38).

Число циклов СПГГ определяется временем, необходимым для совершения прямого и обратного ходов (τ_1 и τ_2).

Так как $v = \frac{dS}{dt}$, то $d\tau = \frac{1}{v} dS$ и

$$\tau_1 = \int_0^S \frac{1}{v} dS = \sqrt{\frac{m}{2}} \int_0^S \frac{dS}{\sqrt{\int_0^S R_1 dS}}, \quad (50)$$

$$\tau_2 = \sqrt{\frac{m}{2}} \int_S^0 \frac{dS}{\sqrt{\int_S^0 R_2 dS}}. \quad (51)$$

Очевидно, что время, в течение которого совершается один цикл, равно

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_1 + \tau_2 \text{ сек},$$

и число циклов в минуту определится из соотношения

$$n = \frac{60}{\tau_{\text{ц}}}. \quad (52)$$

Подстановка значений τ_1 и τ_2 из уравнений (50) и (51) в (52) и аппроксимация полученного выражения приводят к следующей формуле для определения числа циклов:

$$n = \frac{60}{\sqrt{6mS} \left(\frac{1}{\sqrt{R_{\text{н.шт}}}} + \frac{1}{\sqrt{R_{\text{в.шт}}}} \right)} \text{ цикл/мин.} \quad (53)$$

Таким образом, один из важнейших параметров рабочего процесса СПГГ — число циклов зависит от движущей силы R_1 , т. е. от взаимодействия процессов в цилиндрах СПГГ.

Из уравнения (48) следует, что закон движения блока поршней зависит от скорости тепловыделения, от процесса сгорания в реальном дизеле. Поясним это следующими термодинамическими соотношениями.

Из уравнения первого закона термодинамики имеем

$$dU = dQ - ApFdS.$$

С другой стороны

$$dU = \alpha dQ,$$

где dU — изменение внутренней энергии рабочего тела;
 α — коэффициент разделения теплового потока, равный, как известно,

$$\alpha = \frac{m-1}{m-k}.$$

Здесь m — показатель политропы видимого сгорания;
 k — показатель адиабаты.

Приравнявая оба значения dU и взяв производную по времени $d\tau$, получим

$$\frac{dQ}{d\tau} - ApF \frac{dS}{d\tau} = \alpha \frac{dQ}{d\tau}. \quad (54)$$

Отсюда

$$\frac{dQ}{d\tau} = \frac{ApF \frac{dS}{d\tau}}{1-\alpha}. \quad (55)$$

Коэффициент разделения теплового потока α , наряду с показателем m , является основной характеристикой политропического процесса. Зная закон движения блока поршней $\left(\frac{dS}{d\tau}\right)$ и задаваясь значением коэффициента α для каждого участка линии видимого сгорания на индикаторной диаграмме дизеля, на основании соотношения (54) можно определить скорость подвода тепла, необходимую для осуществления заданного процесса. С другой стороны, отношение скорости выделения тепла к скорости блока поршней вполне определяет характер процесса сгорания в цилиндре дизеля. Тогда

$$\frac{q}{v} = \frac{ApF}{1-\alpha},$$

откуда

$$\alpha = 1 - ApF \frac{v}{q}, \quad (56)$$

где $v = \frac{dS}{d\tau}$ — скорость блока поршней;
 $q = \frac{dQ}{d\tau}$ — скорость выделения тепла.

Из уравнений (55) и (56), в частности, следует, что с уменьшением отношения $\frac{v}{q}$ процесс сгорания приближается к изохорическому ($\alpha = 1$), т. е. наиболее экономичному при данной степени сжатия. В реальном дизеле уменьшение отношения $\frac{v}{q}$ может произойти при снижении скорости блока поршней или при увеличении

скорости тепловыделения (подвода тепла). При изобарическом подводе тепла коэффициент разделения теплового потока

$$\alpha = \frac{c_v \Delta t}{c_p \Delta t} = \frac{1}{k} = \text{const},$$

т. е. для осуществления сгорания при постоянном давлении отношение $\frac{q}{v}$ также должно быть постоянным:

$$\frac{q}{v} = \frac{ApF}{0,285} = \text{const}.$$

Отношение $\frac{q}{v}$ в ккал/м определяет собой количество калорий на единицу длины хода блока поршней, необходимое для обеспечения данного процесса сгорания. В частности, для осуществления изобарического сгорания это количество тепла должно быть постоянным. Это условие является своеобразной иллюстрацией к закону Гей-Люссака, связывающему, как известно, изменение температуры и объема газа при постоянном его давлении.

На изотермическом участке линии сгорания — расширения коэффициент $\alpha = 0$ и, следовательно,

$$ApF \frac{v}{q} = 1,$$

что приводит к известному равенству

$$ApdV = dQ. \quad (57)$$

Следует напомнить, что реальный процесс сгорания в поршневом двигателе очень далек от принимаемого в расчетной схеме индикаторной диаграммы. При предварении впрыска топлива сгорание начинается до того, как поршень достигнет в. м. т., т. е. при уменьшении объема, и процесс сгорания будет происходить по политропе, показатель которой больше показателя адиабаты. За время от начала сгорания до момента прихода поршня в в. м. т. показатель политропы увеличится до $+\infty$ (плюс бесконечности) и в момент изменения направления скорости поршня знак его изменится на минус. Прерывность изменения показателя политропы в функции положения поршня внешне напоминает тангенсоиду.

Легко показать также, что прерывной функцией является и зависимость $\alpha = f_1(S)$.

Итак, показатель политропы на линии видимого сгорания зависит от отношения скорости поршня к скорости тепловыделения.

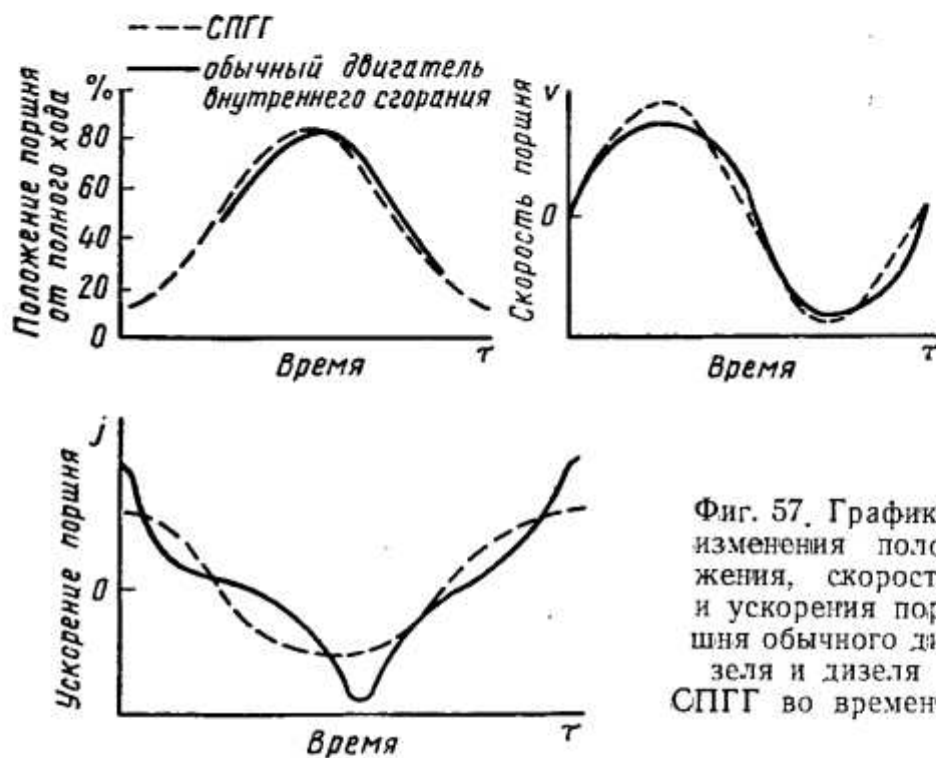
Кинематика поршня в обычном двигателе внутреннего сгорания одинакова для прямого и обратного ходов и зависит от числа оборотов коленчатого вала и отношения $\lambda = \frac{r}{l}$ (l — длина шатуна;

r — радиус кривошипа). При этом от числа оборотов зависят лишь абсолютные значения скоростей и ускорений поршня, а от величины λ — характер их изменения и положение кривошипно-шатунно-

го механизма, при котором скорость и ускорение поршня достигают максимума.

Сравнение кривых изменения пути, скорости и ускорения поршней во времени для обычного и свободнопоршневого двигателей приведено на фиг. 57.

Испытания СПГГ, основные результаты которых приведены в табл. 10, показали, что независимо от нагрузки время прямого (рабочего) хода всегда меньше, чем обратного. Соответственно с этим прямой ход блока поршней характеризуется большими средними и максимальными скоростями и ускорениями, чем обратный.



Фиг. 57. Графики изменения положения, скорости и ускорения поршня обычного дизеля и дизеля СПГГ во времени.

Кроме того, важно отметить, что участки хода, на которых происходят впрыск и горение топлива, блоки поршней СПГГ проходят с относительно бóльшей скоростью, чем поршни в обычном двигателе. Участки же хода, соответствующие времени продувки и наполнения цилиндра, они проходят, наоборот, с относительно меньшей скоростью. Последнее обстоятельство благоприятно сказывается на процессах газообмена дизеля СПГГ. Однако для характеристики линии видимого сгорания недостаточно знать, что скорость поршня на этом участке индикаторной диаграммы выше. Протекание любого политропического процесса зависит, как мы уже знаем, от отношения $\frac{q}{v}$, и поэтому характер подвода тепла в дизеле СПГГ имеет не меньшее значение, чем характер движения блоков поршней.

Хорошо известно, что между законами подвода тепла и подачи топлива нельзя ставить знака равенства. Топливо, введенное в цилиндр, не воспламеняется сразу. До воспламенения оно

Таблица 10

Параметры	$p_k = 8 \text{ атм}$				Нагрузка (производительность) 88%		
	Нагрузка (производительность) в %				p_k в атм		
	100	88	68	25	4	6	8
Ход блока поршней в мм	330	318	303	274	318	318	318
Число циклов в минуту	472	480	491	516	410	453	480
$\frac{\tau_1}{\tau_2}$	0,79	0,79	0,825	0,905	0,78	0,78	0,79
$\frac{v_{1\max}}{v_{2\max}}$	1,35	1,31	1,29	1,16	1,52	1,44	1,31
$\frac{v_{ср1}}{v_{ср2}}$	1,27	1,27	1,22	1,10	1,27	1,27	1,27
Расстояние от в. м. т. до точки $v_{1\max}$ при рабочем ходе S в %	39,5	39,5	39,5	36	40	40	39,5
Отношение ускорений блока поршней на прямом и обратном ходах $\frac{j_{1\max}}{j_{2\max}}$	3,3	3,3	3,35	3,55	6,5	4,6	3,3

проходит сложную физико-химическую подготовку, продолжительность которой принято называть временем задержки или индукционным периодом.

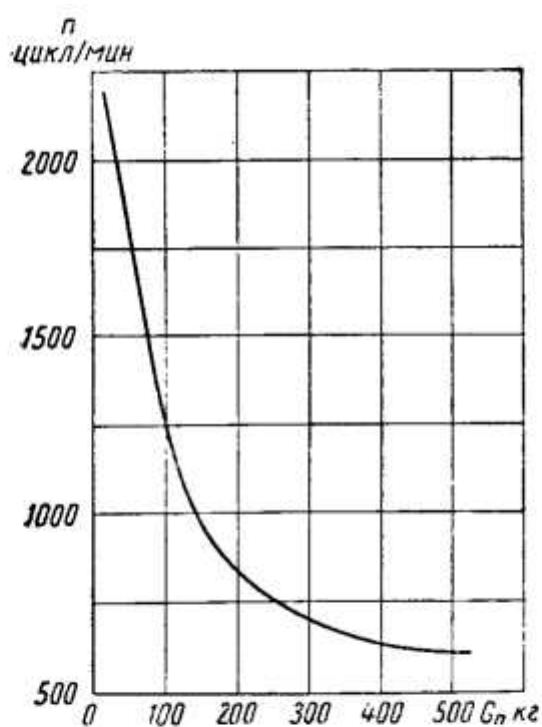
Особенности топливной аппаратуры СПГГ будут разобраны нами в дальнейшем более подробно. Здесь лишь отметим, что в СПГГ к топливному насосу с механическим приводом движение обычно передается от вала шестерни синхронизатора, который совершает колебательные движения со скоростью, пропорциональной скорости блоков поршней. В тот момент, когда блоки поршней приходят в крайнее положение, скорость кулачка топливного насоса равна нулю. Для того чтобы добиться удовлетворительного распыления топлива, обычно применяют особый аккумулятор, исключая зависимость впрыска от скорости движения кулачка. Укажем здесь, что характер впрыска топлива не зависит также от профиля кулачка и определяется суммарной площадью сопловых отверстий, мощностью дизеля СПГГ и давлением воздуха, сжатого над поршнем аккумулятора топливного насоса.

Основная часть топлива в цилиндр дизеля СПГГ подается до прихода блоков поршней в крайнее положение. Резкий впрыск всего или почти всего топлива со сравнительно большим опережением приводит к тому, что время задержки может увеличиться. Правда, этому противодействует большая общая степень сжатия. Но все

же в результате взаимодействия всех этих факторов процесс сгорания в дизеле СПГГ практически неуправляем, и критерий, введенный Чаромским [6], $R_{\tau} = 1 - \frac{\tau_i}{\tau_n}$ (где τ_i — период задержки воспламенения, τ_n — период подачи топлива), стремится к нулю.

Как считают Т. М. Мелькумов и некоторые другие исследователи, резкий, короткий впрыск и относительно большой индукционный период создают хорошие условия для смесеобразования и более полного использования воздуха. Но к моменту начала воспламенения подача топлива в дизеле СПГГ заканчивается и поэтому процесс сгорания развивается бурно, характеризуясь большим отношением $\frac{\Delta p}{\Delta \tau}$, т. е. повышенной скоростью тепловыделения. Этому способствуют не только особенности подачи топлива в СПГГ, но и высокие температура и давление в конце сжатия.

Краткий предварительный анализ рабочего процесса дизеля СПГГ показывает, что отношение $\frac{q}{v}$, определяющее характер



Фиг. 58. Зависимость между числом циклов n и весом блока поршней G_n для построенных СПГГ.

линии видимого сгорания, сравнительно мало отличается от значения этого параметра для обычного дизеля. Но повышенная скорость поршней на участке сгорания топлива приводит к значительному уменьшению теплоотдачи в охлаждающую воду. Снижение тепловых потерь на этом участке индикаторной диаграммы оказывает заметное влияние на экономичность рабочего процесса, так как они составляют не менее 40% всех тепловых потерь дизеля СПГГ.

Итак, по сравнению с обычным дизелем в дизеле СПГГ несколько выше коэффициент выделения тепла ξ и, как следствие, больше индикаторный к. п. д.

К особенностям рабочего процесса дизеля СПГГ следует так-

же отнести бóльший диапазон возможных изменений параметра $\frac{q}{v}$ на линии видимого сгорания. Этому способствуют переменная степень сжатия дизеля, а главное — высокое допустимое максимальное давление цикла p_z . К сожалению, наряду с положительными особенностями индикаторного процесса свободнопоршневые двигатели имеют низкие степени сжатия (6,5 ÷ 10), характерные для дизелей СПГГ.

Таковы основные соображения об особенностях движения поршней в СПГГ и их влиянии на рабочий процесс дизеля СПГГ.

Возвращаясь к уравнению (35), отметим, что при постоянных максимальных значениях и характере изменения результирующей сил ΣR_i ускорение свободного блока поршней обратно пропорционально его массе. Зависимость между массой блока поршней и числом циклов различных СПГГ видно из табл. 11 и фиг. 58.

Таблица 11

Модель СПГГ	Адиабатная мощность N_s в л. с.	Вес блока поршней G_n в кг	Число циклов в минуту n	$\frac{2G_n}{N_s}$ в кг/л. с.	$\frac{N_s}{n}$
GS-34	1360	540	610	0,79	2,23
Луганского завода	830	300	700	0,72	1,18
ЦНИИ МПС	520	170	960	0,65	0,54
GS-75	420	115	1000	0,55	0,42

С увеличением удельного веса блока поршней $\frac{2G_n}{N_s}$ растет адиабатная мощность, приходящаяся на один цикл дизеля $\frac{N_s}{n}$, но число циклов соответственно падает. Таким образом, характер движения блоков поршней СПГГ в значительной степени определяет не только характер линии видимого сгорания индикаторной диаграммы дизеля СПГГ, но и его экономичность и степень форсирования.

§ 7. УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ВОЗДУХА

Тепловая напряженность дизеля СПГГ во многом зависит от принятого коэффициента избытка воздуха. Следует различать влияние общего и дизельного коэффициентов избытка воздуха на экономичность установки СПГГ-ГТ.

В гл. II было отмечено, что с увеличением общего коэффициента избытка воздуха к. п. д. установки СПГГ-ГТ падает, так как в связи с этим снижаются параметры газа перед турбиной. При повышении коэффициента избытка воздуха дизеля, наоборот, возрастает экономичность установки, потому что при этом улучшается смесеобразование и действительный цикл дизеля приближается к идеальному.

Секундный расход воздуха в теплосиловой установке может быть определен из выражения

$$G_k = \frac{632,3 \cdot N_e \alpha_c L_0}{\tau_e H_u \cdot 3600} \text{ кг/сек.} \quad (58)$$

Подставив значения L_0 и H_u для дизельного топлива среднего состава, получим

$$G_k = \frac{632,3 \cdot 14,3}{3600 \cdot 10\,200} \cdot \frac{N_e \alpha_0}{\eta_e} = 2,46 \cdot 10^{-4} \frac{N_e \alpha_0}{\eta_e} \text{ кг/сек.}$$

Теплосиловая установка СПГГ-ГТ по удельному расходу воздуха занимает среднее положение между обычными газовыми турбинами и дизелями (табл. 12).

Таблица 12

Силовая установка локомотива	N_e в л. с.	Расход воздуха G_k в кг/сек	Удельный расход воздуха в кг/сек на 1000 л. с.	Удельная мощность в л. с./кг/сек	Эффективный к. п. д. установки $\eta_{гв}$
Газотурбовозы					
а) Обычная					
Броун-Бовери № 1100	2200	28,1	12,75	78,2	16,5
Броун-Бовери № 18000	2500	29,1	11,60	86,3	17,0
Метро-Виккерс № 18100	3000	22,7	7,58	132,0	19,0
Дженерал-Электрик № 51	4800	42,6	8,85	112,5	17,5
б) СПГГ					
Рено № 507 (GS-34)	1000	3,62	3,62	276	34,0
Тепловозы					
ТЭ-1 (Д-50)	1000	1,34	1,34	747	34,0
ТЭ-3 (2Д-100)	2000	3,65	1,82	550	35,0

Характеристикой полноты использования рабочего воздуха может служить удельная эффективная мощность установки:

$$\frac{N_e}{G_k} = 2,46 \cdot 10^{-4} \frac{\eta_{гв}}{\alpha_0} \text{ л. с./кг/сек.} \quad (59)$$

Для приведенных в табл. 12 газотурбинных установок эта величина колеблется в пределах 78 — 132 л. с. на каждый килограмм воздуха, расходуемый в 1 сек. Удельная эффективная мощность пропорциональна удельной работе расширения и поэтому зависит в основном от параметров газа перед турбиной.

Удельная эффективная мощность установок СПГГ-ГТ значительно выше, чем у других газотурбинных установок. Это объясняется более совершенным термодинамическим циклом СПГГ-ГТ, т. е. лучшим использованием в ней располагаемого температурного перепада.

Для дизеля СПГГ общий секундный расход воздуха может

быть определен из преобразованного уравнения энергетического баланса (9):

$$G_k = \frac{632,3 N_e \eta_k}{3600 A l_k} \text{ кг/сек},$$

где $A l_k$ — удельная адиабатная работа сжатия в ккал/кг .

Удельная эффективная мощность дизеля СПГГ равна

$$\frac{N_e}{G_k} = 5,69 \frac{A l_k}{\eta_k} = 5,69 \cdot c_p T_0 (\varepsilon_k^{k-1} - 1) \frac{1}{\eta_k}. \quad (60)$$

Однако любое выражение для определения удельной эффективной мощности дизеля СПГГ может быть сведено к простому уравнению

$$\frac{N_e}{G_k} = k \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{\eta_m}{\varphi \beta}, \quad (61)$$

где k — коэффициент пропорциональности;
 η_i — индикаторный к. п. д. дизеля;
 η_m — механический к. п. д. дизеля;
 α — коэффициент избытка воздуха дизеля;
 φ — коэффициент продувки цилиндра дизеля;
 $\beta = \frac{G_k}{G_d}$.

Отношение индикаторного к. п. д. дизеля к коэффициенту избытка воздуха $\frac{\eta_i}{\alpha}$ является важным параметром, определяющим многие стороны теплового процесса дизеля СПГГ. Например, это отношение входит в формулу, определяющую среднее индикаторное давление дизеля:

$$p_i = M \frac{\eta_i}{\alpha} \gamma_k \eta_V, \quad (62)$$

где M — постоянная, зависящая от сорта топлива;
 γ_k — удельный вес воздуха, поступающего в цилиндр дизеля;
 η_V — коэффициент наполнения, отнесенный к параметрам воздуха перед цилиндром дизеля.

Литровая мощность, характеризующая степень форсирования дизеля, также зависит от отношения $\left(\frac{\eta_i}{\alpha}\right)$:

$$N_L = M' \frac{H_u}{L_0} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \gamma_k \eta_V \eta_m n \text{ л. с.}, \quad (63)$$

где M' — постоянный коэффициент.

Литровая мощность и некоторые другие параметры современных стационарных и транспортных двигателей, сходных по конструкции с дизелями СПГГ (т. е. двухтактные с прямоточной продувкой и расходящимися поршнями), приведены в табл. 13.

Таблица 13

Наименование двигателя	p_n в атм	V^h в л	D в мм	n в об/мин	c_m в м/сек	N^h в л.с.	N_s в л.с./л	p_s в кг/см ²	V_s в л/л.с.ч.	q в ккал/сек
$\frac{10,5}{2,16}$ 6ДН (ЮМО-207А)	1,9	27,6	105	2800	15,0	157	57,0	9,0	180	28,5
$\frac{32}{2,40}$ 6ДН (Зульцер 632)	2,1	64,0	320	440	5,87	665	10,4	10,7	164	4,73
$\frac{19}{2,30}$ 4ДН (Зульцер)	2,0	17,0	190	750	7,5	342,5	20,1	12,0	158	8,85
$\frac{180}{2,230}$ 10ЛРН (Гетаверхен)	2,62	11,7	180	975	7,48	300	25,6	11,85	177	12,6
$\frac{18}{2,22,5}$ 8ДН (Зульцер)	2,5	11,5	180	1000	7,5	344	29,9	13,5	158	13,1

Однако при оценке работы дизеля СПГГ его адиабатная мощность представляет больший интерес, чем эффективная мощность. Адиабатная мощность СПГГ, отнесенная к секунднему расходу воздуха [в отличие от выражения (61)], зависит не только от эффективного, но и от адиабатного к. п. д. Следовательно,

$$\frac{N_s}{G_k} = 5,69 \frac{\eta_{is}}{\eta_e} \cdot \frac{Al_k}{\eta_k} \quad (64)$$

Отношение $\frac{N_s}{G_k}$ имеет большое практическое значение, так как оно в известной мере характеризует габариты установки, необходимый диаметр газопроводов и рабочие параметры СПГГ.

§ 8. ВЛИЯНИЕ ИНДИКАТОРНОГО К. П. Д. ДИЗЕЛЯ СПГГ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

Вопрос о влиянии индикаторного к. п. д. дизеля СПГГ на экономические показатели установки в целом уже затрагивался в гл. II. Там было выяснено, что при постоянной общей степени сжатия ϵ_0 с увеличением степени сжатия компрессора ϵ_k адиабатный к. п. д. и мощность установки растут, а индикаторный к. п. д. дизеля СПГГ падает (см. фиг. 35). Однако отсюда не следует, что улучшение индикаторного процесса не ведет к повышению экономичности установки.

Адиабатный к. п. д. установки может быть определен из выражения

$$\eta_{is} = \frac{G_2 A l_m}{H_u}$$

где G_2 — производительность СПГГ, отнесенная к 1 кг топлива;
 $G_2 = \mu_c G_k$.

Подставляя значение G_2 из уравнения баланса, получим

$$\eta_{is} = \frac{H_u \eta_i \gamma_{i,m} \gamma_{i,k} l_m \mu_0}{H_u l_k} = \frac{\eta_i \gamma_{i,m} \gamma_{i,k} l_m \mu_0}{l_k}$$

или

$$\eta_{is} = \eta_i \gamma_{i,m} \gamma_{i,k} \xi_n \frac{c_p' T_c (\varepsilon_k^{k-1} - 1) \mu_0}{c_p T_0 (\varepsilon_k^{k-1} - 1) \varepsilon_k^{k-1}} = \eta_i \gamma_{i,m} \gamma_{i,k} \theta \xi_n \gamma_{cp} \frac{\mu_0}{\varepsilon_k^{k-1}}$$

Отсюда находим, что отношение

$$\frac{\eta_{is}}{\eta_i} = \gamma_{i,m} \gamma_{i,k} \gamma_{cp} \theta \xi_n \frac{\mu_0}{\varepsilon_k^{k-1}} \quad (65)$$

В этом уравнении:

γ_{cp} — отношение теплоемкости продувочных газов и воздуха;

θ — отношение абсолютных температур $\frac{T_c}{T_0}$;

ξ_n — коэффициент сопротивления газопровода от СПГГ до турбины, см. выражения (21) и (22).

Из выражения (65) следует, что повышение индикаторного к. п. д. дизеля СПГГ положительно сказывается на экономичности установки. Но отношение $\frac{\eta_{is}}{\eta_i}$ может изменяться с нагрузкой.

В реальной установке СПГГ-ГТ с изменением нагрузки изменяются в широких пределах и остальные параметры, входящие в выражение (65). Решающее же влияние на экономичность установки оказывают гидравлические потери.

Уравнение (65) может быть сведено к более простому:

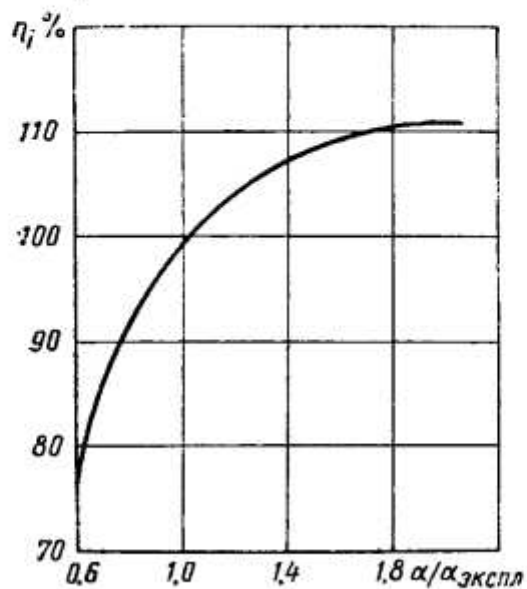
$$\frac{\eta_{is}}{\eta_i} = \frac{l_m \gamma_{i,k} \eta_{i,m} \mu_0}{l_k} \quad (66)$$

из которого также видно, что отношение адиабатного и индикаторного к. п. д. пропорционально отношению удельных работ расширения и сжатия.

Коэффициент избытка воздуха дизеля СПГГ изменяется в пределах, в которых зависимость η_i от α меняется сравнительно мало (фиг. 59).

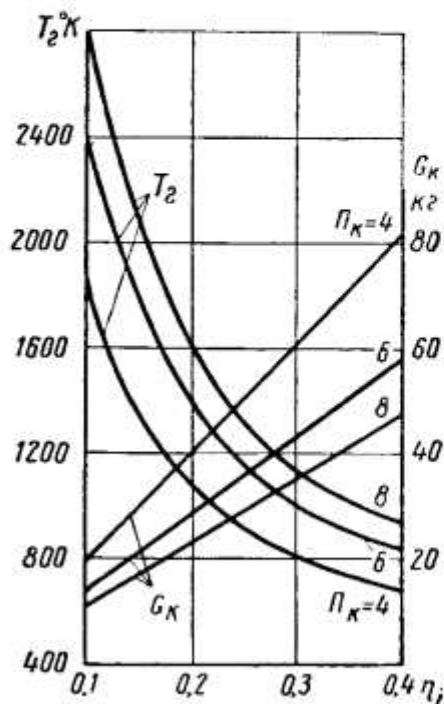
С ухудшением индикаторного процесса дизеля СПГГ увеличиваются тепловые потери в охлаждающую воду и догорание топли-

ва на линии расширения. Последнее обстоятельство вызывает повышение температуры выпускных газов. Однако ухудшение индикаторного процесса дизеля СПГГ связано не только с повышением температуры генерируемых газов G_K , но и с уменьшением их количества. Влияние снижения G_K сказывается на экономичности генератора газа сильнее, чем повышение температуры, и поэтому к. п. д. установки падает.



Фиг. 59. График зависимости

$$\eta_i = f\left(\frac{\alpha}{\alpha_{\text{экс.л.}}}\right).$$



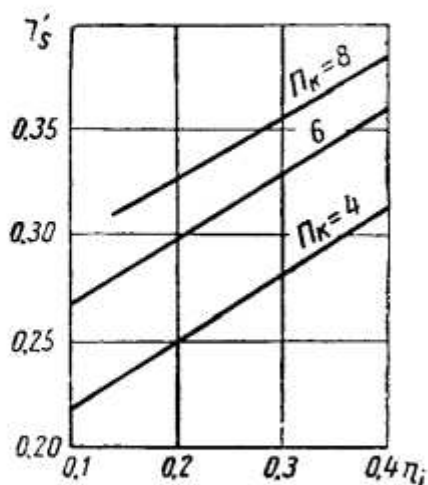
Фиг. 60. Производительность компрессора G_K и температура газа T_2 за СПГГ в зависимости от индикаторного к. п. д. η_i .

В табл. 14 и на фиг. 60—62 приведены расчетные данные, показывающие зависимость основных параметров установки от индикаторного к. п. д. СПГГ.

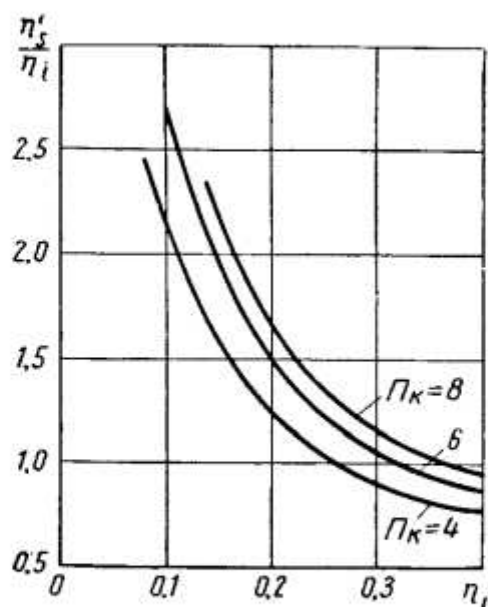
Таблица 14

π_K	Параметры	η_i			
		0,1	0,2	0,3	0,4
4	G_K	20	40	60	80
	t_2	1570	815	555	422
	η_s	0,252	0,292	0,331	0,370
6	G_K	14,5	29,0	43,5	58
	t_2	2120	1105	752	573
	η_s	0,30	0,33	0,369	0,399
8	G_K	12,0	24,0	36	48
	t_2	2520	1320	900	685
	η_s	0,279	0,358	0,388	0,420

При построении графиков на фиг. 60—62 были приняты следующие значения величин, входящих в уравнения: $H_u = 10\,200$ ккал/кг; $\eta_m = 0,95$; $q_n = 0,2$; $c_{pm} = 0,25$; $t_0 = 20^\circ\text{C}$; $\eta_{ik} = \eta_{im} = 0,85$.



Фиг. 61. Изменение эффективного к. п. д. η'_s СПГГ в зависимости от индикаторного к. п. д. η_i и нагрузки (при $\nu = 0,8$).



Фиг. 62. Отношение $\frac{\eta'_s}{\eta_i}$ в зависимости от индикаторного к. п. д. η_i и нагрузки.

Температуру газа за СПГГ для указанных значений (в случае, если весь воздух, сжимаемый в компрессоре, проходит через цилиндр дизеля) можно определить из уравнения (18):

$$t_z = \frac{H_u [1 + \eta_e - (\eta_e + q_n)]}{c_{pm} (G_k + 1)} + t_0 = \frac{H_u (1 - q_n)}{c_{pm} (G_k + 1)} + t_0; \quad (67)$$

$$t_z = \frac{10\,200 (1 - 0,2)}{0,25 (G_k + 1)} + 20.$$

Производительность компрессора, отнесенная к 1 кг топлива, по условию энергетического баланса равна

$$G_k = \frac{H_u \eta_i \eta_m \eta_k}{A l_k} \text{ кг/кг},$$

где l_k — удельная адиабатная работа сжатия в кг/кг;

$$l_k = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\frac{k-1}{\pi_k^k} - 1 \right] \frac{1}{\eta_k}.$$

При $\eta_m = 0,95$

$$G_k \approx 352 \cdot 10^4 \frac{\eta_i}{l_k}. \quad (68)$$

Кроме того, для расчета графиков (фиг. 60—62) были использованы уравнения удельной работы расширения

$$l_m = \frac{k}{k-1} RT_s \left[1 - \frac{1}{\pi_k^{\frac{k-1}{k}}} \right] \eta_{im}$$

и эффективный к. п. д. установки

$$\eta'_{is} = \frac{(G_k + 1) Al_m}{H_u} \quad (69)$$

Приведенные в табл. 14 величины соответствуют условию отсутствия гидравлических потерь ($v = 1$).

Из табл. 14 следует, что при снижении индикаторного к. п. д. дизеля СПГГ эффективный к. п. д. установки уменьшается, несмотря на значительное увеличение температуры газа за СПГГ. Однако отношение эффективного к. п. д. установки к индикаторному к. п. д. дизеля СПГГ $\frac{\eta'_{is}}{\eta_{ii}}$ с уменьшением экономичности дизеля растет и, следовательно, падение к. п. д. установки, при нарушении нормального рабочего процесса, происходит медленнее, чем падение к. п. д. дизеля. Нагрузка дизеля, определяемая величиной π_k и значением v , оказывает при этом меньшее влияние на отношение $\frac{\eta'_{is}}{\eta_{ii}}$, чем величина индикаторного к. п. д. (табл. 15).

Таблица 15

Параметры	π_k		
	4	6	8
$\eta_{ii}=0,1$ $\lambda=1$	2,52	3,01	2,79
	2,17	2,68	2,55
$\eta_{ii}=0,2$ $\lambda=1$	1,46	1,65	1,79
	1,24	1,49	1,64
$\eta_{ii}=0,3$ $\lambda=1$	1,10	1,23	1,29
	0,94	1,09	1,19
$\eta_{ii}=0,4$ $\lambda=1$	0,92	1,0	1,05
	0,78	0,9	0,96

Из табл. 14 также следует, что при уменьшении индикаторного к. п. д. с 0,4 до 0,1 (в 4 раза) при $\pi_k = 4$ эффективный к. п. д. установки снижается с 0,370 до 0,252 или всего лишь на 32%, при $\pi_k = 6$ — на 23,7% и при $\pi_k = 8$ на 33%. Несколько большее уменьшение экономичности установки при $\pi_k = 8$ вызвано дополнительными потерями от химического недогорания топлива ($G_k = 12$ кг при $L_0 = 14,3$ кг).

Таким образом, установка СПГГ-ГТ менее чувствительна к нарушениям индикаторного процесса, чем обычный дизель. Более того, чем ниже индикаторный к. п. д. дизеля СПГГ, тем меньше его влияние на экономичность установки.

§ 9. ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА

Тепло топлива, введенного в цилиндр двигателя внутреннего сгорания, распределяется по следующим потокам:

$$Q_e + Q_w + Q'_p + Q_x + Q_{ост} = 100\%,$$

где Q_e — тепло, эквивалентное эффективной работе;
 Q_w — потери тепла на охлаждение двигателя;
 Q_y — тепло, уносимое отработавшими газами;
 Q_x — потери от химической неполноты сгорания топлива;
 $Q_{отм}$ — потери в окружающую среду (лученспускание, конвекция и пр.) и ряд других трудно учитываемых потерь.

Доля тепла, приходящаяся на каждую из указанных составляющих, для современных двигателей внутреннего сгорания приведена в табл. 16.

Таблица 16

Двигатель	Q_e в %	Q_w в %	Q_y в %	Q_x в %	$Q_{отм}$ в %
Карбюраторный	21—28	12—20	30—55	0—5	3—8
Газовый	23—28	20—25	35—45	0—5	5—10
Дизель	28—42	15—35	25—45	0—5	2—5

Испытание построенных моделей СПГГ и расчеты показывают, что дизель СПГГ по распределению тепла значительно отличается от обычного дизеля.

Так, теплосодержание отработавших газов дизеля СПГГ почти вдвое больше, чем обычного дизеля.

Уравнению теплового баланса (18) СПГГ можно придать несколько иную форму:

$$H_u \left[1 + \gamma_{le} \frac{G_d}{G_k} - (\gamma_{le} + q_n) \right] = c_{pm} (G_d + 1) (t_z - t_0).$$

При анализе принципиальных схем установок СПГГ-ГТ было отмечено, что все эффективно используемое в дизеле СПГГ тепло расходуется на индикаторную работу компрессора:

$$H_u \gamma_{le} = \frac{Al_k}{\eta_k} G_k = \frac{c_{pm} (t_k - t_0) G_k}{\eta_k}.$$

Следовательно, своеобразие теплового баланса СПГГ заключается в том, что почти вся эффективная работа его дизеля (за исключением тепловых потерь, учитываемых величиной q_n) возвращается обратно в процесс в виде избыточного теплосодержания воздуха, участвующего в сгорании топлива и продувке цилиндра.

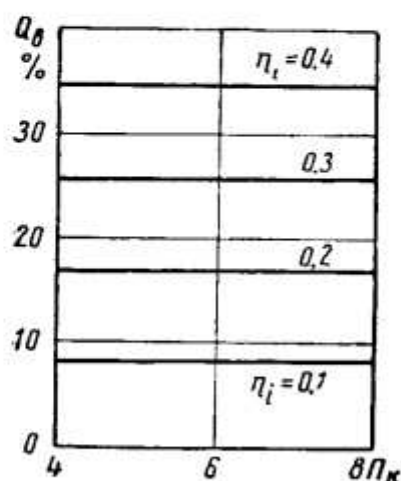
Доля тепла, уносимого из дизеля СПГГ отработавшими в нем и продувочными газами, может быть найдена из соотношения

$$Q_y = \frac{c_{pm} (G_k + 1) (t_z - t_0)}{H_u}. \quad (70)$$

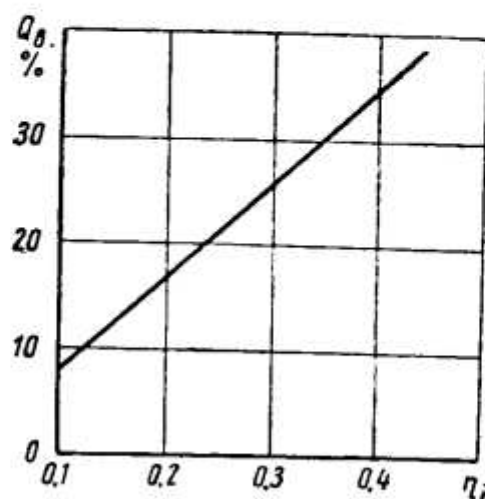
Поскольку теплосодержанием генерируемого газа определяется работа СПГГ, величина Q_y может быть названа также внутренним к. п. д. СПГГ (η_z).

Коэффициент η_2 показывает, какая доля тепла, введенного в цилиндр дизеля, расходуется на приращение теплосодержания газового потока, проходящего через СПГГ.

Подставляя в выражение (70) значения G_K и t_2 из табл. 14, соответствующие различным η_i и λ_K , можно убедиться в необычной стабильности этого коэффициента. Другими словами, изменение нагрузки СПГГ (величины λ_K) и экономичности дизеля η_i мало отражается на величине η_2 .



Фиг. 63. Избыточное теплосодержание сжатого воздуха Q_0 в зависимости от λ_K и η_i .



Фиг. 64. Избыточное теплосодержание сжатого воздуха Q_0 в зависимости от η_i .

Подсчитанный по данным табл. 14 η_2 находится в пределах 80—80,5%. Причину такой стабильности легко понять, если подставить в выражение (70) значение температуры газа t_2 из уравнения теплового баланса (18). Такая подстановка приводит к выражению

$$\eta_2 = 1 - q_n.$$

Следовательно, внутренний к. п. д. СПГГ зависит в основном от относительных тепловых потерь.

Столь же мало изменяется доля тепла, участвующая в рабочем процессе дизеля в виде избыточного теплосодержания сжатого воздуха:

$$Q_0 = \frac{c_{pm} G_K (t_K - t_0)}{H_u}.$$

По данным табл. 14 можно построить графики $Q_0 = f(\eta_i, \eta_K)$, из которых видно, что величина Q_0 не зависит от нагрузки и растет пропорционально η_i дизеля СПГГ (фиг. 63 и 64).

Постоянство величины Q_0 при работе СПГГ на различных нагрузках объясняется почти гиперболической зависимостью, существующей между производительностью компрессора G_K и температурой сжатого воздуха T_K .

В самом деле,

$$T_{\kappa} = T_1 \pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}},$$

$$G_{\kappa} = \frac{H_{\kappa} \eta_{\kappa} \eta_e}{A \frac{k}{k-1} R T_1 \left[\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}.$$

Отсюда при постоянных η_e и η_{κ}

$$G_{\kappa} T_{\kappa} = k \frac{\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}}}{\left(\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}, \quad (71)$$

где k — постоянная величина

§ 10. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

К важнейшим конструктивным параметрам, влияющим на рабочий процесс СПГГ, относятся степень сжатия дизеля ϵ_d и компрессора ϵ_{κ} и основные размеры цилиндров СПГГ. Это влияние в скрытом или явном виде отражено во всех рассмотренных выше основных уравнениях. Так, например, из уравнения (35) следует, что выбор диаметров цилиндров СПГГ определяет собой массу и ускорение блоков поршней, а следовательно, и число циклов в минуту.

В зависимости от диаметра цилиндра дизеля СПГГ находится также ряд параметров, характеризующих его тепловую напряженность (табл. 17).

В последней строке табл. 17 приведены для сравнения данные двухтактного дизеля 2Д-100.

Таблица 17

Модель СПГГ	D мм	S мм	V_h л	$\frac{N_s}{V_h}$ л. с./л	q' в ккал/лсек	$q' \cdot 10^6$ в ккал/м ³ ч	$q'_1 \cdot 10^8$ при $n = 1000$
GS-34	340	480	87	15,6	8,2	29,6	48,5
Луганского тепловозо- строительного завода	280	375	46,2	18,4	11,0	39,6	46,0
ЦНИИ МПС	207	290	19,5	26,7	14,0	50,5	52,6
CS-75	190 5	241	13,6	30,8	16,1	58,0	58,0
Форд	95	172	2,44	61,5	32,1	116,0	48,3
Дизель 2Д-100 . . .	207	254	17,07	11,7	5,7	20,6	24,3

Тепловая напряженность дизеля СПГГ определялась по формуле

$$q' = \frac{N_s}{5,69 \cdot \eta_s \cdot \eta_z} \text{ ккал/сек},$$

где

$$N_s = \frac{N_s}{V_h} \text{ л. с./л};$$

η_s — адиабатный к. п. д. СПГГ;

η_z — внутренний к. п. д. генератора газа.

Из табл. 17 следует, что с уменьшением диаметра цилиндра дизеля возрастает его литровая адиабатная мощность (отношение $\frac{N_s}{V_h}$) и степень форсирования, отнесенная ко всему рабочему объему цилиндра.

При составлении табл. 17 были приняты $\eta_s = 0,42$, $\eta_z = 0,8$.

Указанные в табл. 17 модели СПГГ работают примерно с одинаковым давлением наддува ($p_a = 4 \div 4,5 \text{ ата}$). Поэтому разница в степени форсирования их определяется в основном числом циклов в минуту.

Отмеченная зависимость тепловой напряженности от диаметра цилиндра дизеля является общей для всех поршневых двигателей внутреннего сгорания. Уменьшая диаметр цилиндра и увеличивая одновременно давление наддува и число циклов в минуту, можно получить, как известно, большую литровую мощность. Так, например, в современных гоночных автомобильных двигателях литровая мощность достигает 300—400 л. с./л. Для дизеля СПГГ столь высокое значение литровой мощности недостижимо, так как давление наддува не может быть выбрано произвольно из-за того, что необходимо обеспечить минимальный расход воздуха для работы дизеля СПГГ. Повышение литровой мощности двигателя позволяет уменьшить его габариты и вес, что особенно важно для транспортных установок. Но в СПГГ дизель, расположенный обычно в средней части агрегата, не определяет собой его габаритов, так как диаметр цилиндров компрессора и буферов значительно превосходит диаметр цилиндра дизеля.

Для определения степени форсирования дизеля СПГГ в табл. 17 приведена литровая мощность, отнесенная ко всему объему, описываемому его поршнями. Если же отнести ее только к полезному объему $V'_h = F_\partial S (1 - \psi)$ (где ψ — доля потеряннго хода поршня или доля хода поршня, занятого выпускными окнами), то разница в степени форсирования дизелей СПГГ и обычных дизелей значительно возрастет. Уменьшение величины ψ повышает также число циклов СПГГ. Для обычных двухтактных двигателей величина ψ колеблется в пределах 0,1—0,25, для дизелей СПГГ она достигает 0,4—0,5 и становится одним из важнейших конструктивных параметров. Особенно сильно влияет на

рабочий процесс величина ψ при работе СПГГ на частичных нагрузках.

Наряду с величиной ψ имеются другие конструктивные параметры, влияющие на рабочий процесс СПГГ. К ним можно отнести отношение хода блока поршней к диаметру цилиндра дизеля $\frac{S}{D}$, отношение площадей поршней компрессора и дизеля $\frac{F_k}{F_d}$, коэффициент a_k , учитывающий величину мертвого пространства компрессора и степень сжатия буфера.

Отношение $\frac{S}{D}$

В современном двигателестроении за последние годы наблюдается тенденция к уменьшению отношения $\frac{S}{D}$ в связи с тем, что это позволяет повысить литровую мощность и экономичность двигателя.

Уменьшая отношение $\frac{S}{D}$, можно, не переходя границ допустимых средних скоростей поршня ($c_m \leq 10 \div 14$ м/сек), форсировать двигатель по числу оборотов, улучшить наполнение цилиндров, разместив в крышке двигателя клапаны большего диаметра, снизить отдачу тепла в охлаждающую воду за цикл. Так, например, при уменьшении отношения $\frac{S}{D}$ с 1,2 до 0,8 теплоотдача в воду снижается на 14—15%.

Подробный анализ показывает, что, уменьшая $\frac{S}{D}$, можно несколько повысить относительный к. п. д. двигателя, а также его литровую мощность.

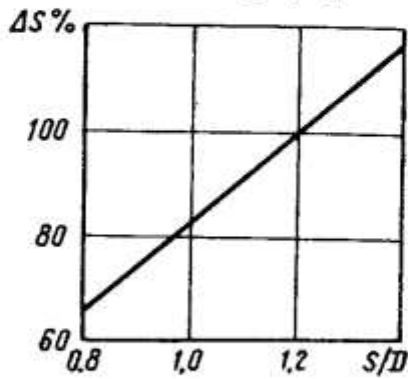
Несмотря на существенные преимущества короткоходных дизелей обычного типа, дизели почти всех моделей СПГГ, в основном из-за высоких значений параметра ψ , имеют отношение $\frac{S}{D} > 1$ (табл. 18).

Таблица 18

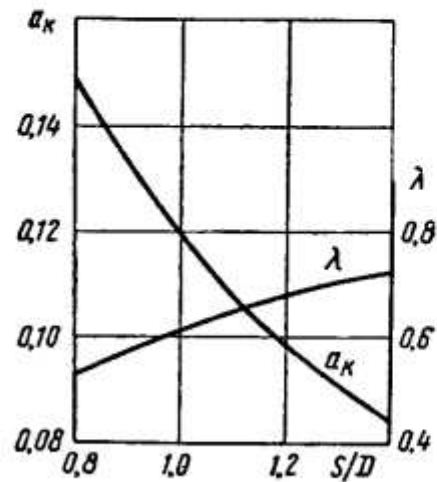
Модель СПГГ	$\frac{S}{D}$	n в цикл/мин	c_m в м/сек	$\frac{F_k}{F_d}$
GS-34	1,40	588	9,4	6,0
Луганского тепловозостроительного завода	1,34	690	8,86	6,19
ЦНИИ МПС	1,40	930	9,0	6,48
CS-75	1,27	1000	8,05	6,65
Форд	1,50	2400	11,35	4,72
2Д-100	1,22	850	7,20	—

Кроме того, этот факт может быть объяснен тем, что уменьшение отношения $\frac{S}{D}$ дизеля СПГГ сказывается на его показателях далеко не так, как в обычном дизеле.

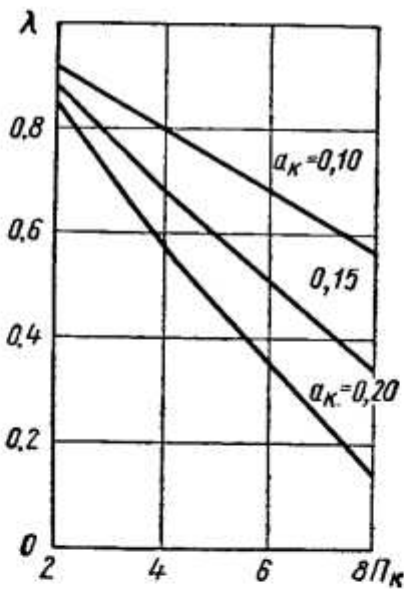
Так, при уменьшении $\frac{S}{D}$, а следовательно, при увеличении диаметра цилиндра и уменьшении высоты камеры сгорания ухудшаются условия смесеобразования. Это вызывает необходимость увеличивать число форсунок.



Фиг. 65. Высота камеры сгорания в зависимости от $\frac{S}{D}$.



Фиг. 66. Относительный объем a_k мертвого пространства компрессора и коэффициент наполнения компрессора λ в зависимости от $\frac{S}{D}$ ($D = \text{idem}$; $\pi_k = 6$).



Фиг. 67. Коэффициент наполнения компрессора λ в зависимости от степени повышения давления π_k и относительного объема мертвого пространства a_k .

С уменьшением отношения $\frac{S}{D}$ растет относительное мертвое пространство компрессора $a_k = \frac{S_0}{S}$, в связи с чем увеличиваются размеры компрессора.

Зависимость высоты камеры сгорания ΔS , относительного мертвого пространства компрессора a_k и коэффициента наполнения компрессора λ от величины отношения $\frac{S}{D}$ показана на фиг. 65 и 66.

Коэффициент наполнения (или объемный к. п. д.) компрессора

$$\lambda = 1 - a_{\kappa} \left[\left(\frac{p_{\kappa}}{p_1} \right)^{\frac{1}{m_2}} - 1 \right], \quad (72)$$

где a_{κ} — относительное мертвое пространство;

p_{κ} — давление в конце сжатия в ата;

m_2 — средний показатель политропы расширения остаточного воздуха; обычно принимают $m = 1,32$.

Влияние величины относительного мертвого пространства компрессора a_{κ} на коэффициент наполнения компрессора в зависимости от степени повышения давления λ_{κ} приведено на фиг. 67.

С уменьшением величины $\frac{S}{D}$ растет относительный вес блока поршней $\frac{G_n}{N_s}$ и снижается число циклов СПГГ. Однако при постоянном весе блока поршней с уменьшением отношения $\frac{S}{D}$ ход поршней уменьшается, а число циклов n растет (фиг. 68).



Фиг. 68. Характер зависимости отношения чисел циклов СПГГ

$$\frac{n}{n_{max}} \text{ от } \frac{S}{D} \text{ (при постоянных } G_n, \varepsilon_0, a_{\kappa}).$$

Следует добавить, что пределы изменения хода блока поршней короткоходового дизеля СПГГ при регулировании СПГГ меньше, чем длинноходового.

С увеличением $\frac{S}{D}$ снижается отношение $\frac{F_{\kappa}}{F_0}$ и расширяется область регулирования мощности СПГГ (при постоянном полезном рабочем объеме дизеля).

Увеличение $\frac{S}{D}$ приводит к росту удельной поверхности охлаждения цилиндров компрессора. В связи с этим температура воздуха в конце сжатия T_{κ} несколько снижается, что, в свою очередь, приводит к некоторому уменьшению к. п. д. установки.

Вывод о том, что снижение $\frac{S}{D}$ положительно сказывается на индикаторном процессе, для СПГГ не имеет решающего значения,

так как влияние индикаторного к. п. д. дизеля СПГГ на общие его экономические показатели менее существенно, чем в обычных двигателях.

Интересно отметить, что для всех моделей СПГГ, приведенных в табл. 18, отношение полезного хода блока поршней к диаметру цилиндров меньше единицы.

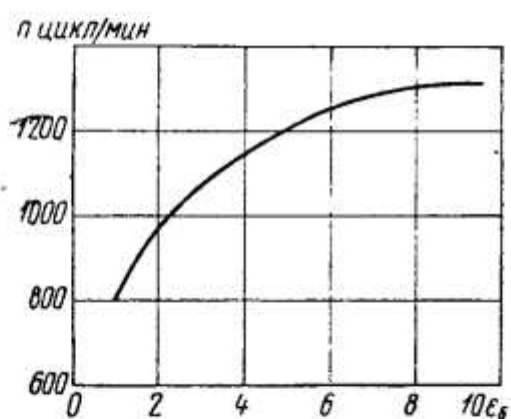
Степень сжатия буфера ε_b

Среди сравнительно небольшого числа моделей, построенных и выпускаемых серийно СПГГ, наиболее признание получили генераторы газа, выполненные по конструктивной схеме СПГГ GS-34 (симметричное расположение блоков поршней, внутреннее расположение цилиндров компрессоров, воздушные буферы низкого давления).

Исследование показывает, что такая схема СПГГ является лучшей.

Буферы СПГГ можно разделить на два типа: совмещенные с компрессором и отделенные от него. При совмещении буфера с компрессором в одной полости нельзя гарантировать постоянство степени сжатия буфера ε_b , что затрудняет регулирование и пуск СПГГ [3].

В первом типе буфера давление при схождении блоков поршней



Фиг. 69. Характер зависимости отношения чисел циклов СПГГ $\frac{n}{n_{max}}$ от степени сжатия буфера ε_b .

падает до атмосферного. Второй тип буфера характеризуется тем, что изменение работы достигается в нем изменением конечного давления p_2 и весь цикл совершается при относительно невысокой степени сжатия ε_b .

При заданных значениях экономичности и мощности установки степень сжатия буфера остается, по существу, единственным конструктивным параметром, который выбирается не только из условий энергетического баланса.

Расчеты, выполненные при различной степени сжатия буфера ε_b , для СПГГ с буфером, отделенным от компрессора, показывают, что число циклов

в минуту в значительной мере зависит от характера рабочей диаграммы буфера (при постоянном ходе блока поршней и постоянной величине работы буфера).

На фиг. 69 показана зависимость числа циклов СПГГ от степени сжатия буфера при постоянной работе L_b , полученная расчетным путем для СПГГ ЦНИИ МПС.

При степени сжатия $\varepsilon_b = 1$, соответствующей случаю бесконечно большого объема буфера и изобарическому характеру сжатия, число циклов равно 800 *цикл/мин*.

Можно представить себе другой крайний случай процесса сжатия. когда при схождении поршней дизеля давление в буфере снижается до атмосферного, а при внешнем их расположении круто поднимается вверх. При таком характере процесса степень сжатия буфера значительно возрастет.

Расчет, выполненный для СПГГ ЦНИИ МПС при неизменном значении работы дизеля и компрессора СПГГ и степени сжатия $\epsilon_{\delta} = 9,5$, даст $n = 1250$ цикл/мин.

Таким образом, путем изменения только характера процесса сжатия в буфере СПГГ можно увеличить число циклов более чем на 50%.

Это обстоятельство, несомненно, может иметь важное значение для конструктора. Однако практическое использование влияния степени сжатия буфера на быстроходность СПГГ затрудняется тем, что изменение характера процесса сжатия в буфере может вызвать нарушение устойчивости рабочего процесса генератора газа. Этот интересный вопрос будет разобран подробнее в гл. V.

При условии постоянства величины работы буфера

$$L_{\delta} = \frac{G_{\delta}}{m-1} RT_1 (\epsilon_{\delta}^{m-1} - 1) \text{ кдж}, \quad (73)$$

где G_{δ} — вес воздуха, заключенного в цилиндрах буферов;

m — средний показатель политропы сжатия;

T_1 — температура воздуха в буфере в начале сжатия; с уменьшением отношения $\frac{S}{D}$ степень сжатия буфера падает и, следовательно, число циклов снижается.

Степень сжатия буфера может быть определена из соотношения

$$\epsilon_{\delta} = \frac{S}{S_0} + 1, \quad (74)$$

где S — ход блока поршней;

S_0 — приведенная высота камеры сжатия буфера.

Таким образом, возвращаясь к параметру $\frac{S}{D}$, мы видим, что он косвенным образом может воздействовать и на число циклов СПГГ.

Доля потерянного хода поршня ψ

Большое влияние на параметры рабочего процесса СПГГ оказывает выбор доли потерянного хода поршня ψ . В современных двигателях внутреннего сгорания этот коэффициент колеблется в очень широких пределах — от 0,18 до 0,6 (верхний предел относится к быстроходным автомобильным и мотоциклетным двигателям).

Несмотря на высокое давление наддува, дизели СПГГ по степени форсирования сравнительно мало отличаются от обычных ди-

зелей. В основном это объясняется свойственной им большой потерей хода поршня. С увеличением коэффициента ψ литровая мощность дизеля снижается. Это можно видеть из уравнения

$$N_d = \frac{Ne}{V_h} = \frac{(1-\psi) \gamma_a \gamma_e H_u}{632,3 \alpha_0 L_0} \text{ л. с./л.} \quad (75)$$

Соответственно падает и мощность дизеля генератора газа.

Расчеты, выполненные для СПГГ ЦНИИ МПС, показывают, что при увеличении коэффициента ψ от 0,2 до 0,5 число циклов снижается на 15%, среднее индикаторное давление — на 38%, литровая мощность — на 45%.

Большие значения коэффициента ψ , принимаемые для СПГГ, вызваны необходимостью обеспечить достаточные пределы регулирования СПГГ. Отметим, что изменение производительности СПГГ на цикл возможно только путем уменьшения хода блока поршней, некоторого снижения числа циклов и увеличения параметра a_k .

Естественно, что применение другого способа регулирования, при котором отпала бы необходимость в столь больших величинах ψ , позволило бы значительно повысить литровую мощность дизеля.

Отношение $\frac{F_k}{F_d}$

Отношение площадей поршней компрессора и дизеля является одним из важнейших конструктивных параметров СПГГ. Оно определяется не только выбранными параметрами рабочих процессов компрессора и дизеля, но и отражает влияние потерь, неизбежных в реальной машине, на энергетический баланс генератора газа.

Относительное влияние этих потерь сильно меняется с нагрузкой. В частности, с падением адиабатной мощности растет влияние гидравлических потерь на экономичность всей установки. Изменение нагрузки СПГГ обычно сопровождается изменением хода блока поршней, хотя принципиально возможны и другие пути регулирования СПГГ.

Уравнение энергетического баланса может быть переписано в несколько иной форме:

$$2ASF_k p_{i_k} = H_u g_m \gamma_e, \quad (76)$$

откуда

$$S = \frac{H_u g_m \gamma_e}{2AF_k p_{i_k}}, \quad (77)$$

где p_{i_k} — среднее индикаторное давление компрессора в кг/см^2 ;
 g_m — расход топлива в кг/цикл ;
 γ_e — эффективный к. п. д. дизеля.

Из уравнения (77) следует, что ход блока поршней уменьшается с уменьшением подачи топлива на цикл (т. е. с падением нагрузки). Кроме того, он возрастает при увеличении эффективного к. п. д. и уменьшении индикаторного давления p_{i_k} .

Произведение $S F_k p_{i_k}$ находится в строгом соответствии с эффективной работой дизеля. Поэтому выбор площади поршня компрессора определяет собой и пределы изменения его хода. Выбор отношения $\frac{F_k}{F_d}$ влияет и на процесс внутреннего регулирования СПГГ.

Рассмотрим более подробно, от чего зависит величина этого конструктивного параметра.

Согласно условию энергетического баланса

$$G_k l_k = G_d l_e,$$

где l_k — удельная индикаторная работа сжатия воздуха в кгм/кг;
 l_e — эффективная работа 1 кг воздуха, участвующего в работе дизеля, в кгм/кг.

Величины l_e и l_k определяются из следующих соотношений:

$$l_e = \frac{1}{A} q_m \gamma_{ie} \text{ кгм/кг};$$

$$q_m = \frac{H_u}{\alpha L_0} \text{ ккал/кг};$$

$$l_k = \frac{k}{k-1} RT \left(\tau_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_k} \text{ кгм/кг}.$$

Значения величин G_k и G_d можно отнести к одному рабочему циклу.

Тогда

$$F_k S \gamma_1 \lambda l_k = F_d S \gamma_a (1 - \psi) l_e, \quad (78)$$

где γ_1 — удельный вес воздуха в начале сжатия в компрессоре в кг/м³;

γ_a — удельный вес воздуха в начале сжатия в дизеле в кг/м³;

λ — коэффициент наполнения компрессора;

ψ — доля потерянного хода поршня.

Удельный вес воздуха может быть заменен параметрами из уравнения состояния, тогда

$$F_k S \lambda l_k \frac{p_1}{RT_1} = F_d S (1 - \psi) l_e \frac{p_a}{RT_a},$$

откуда

$$\frac{F_k}{F_d} = \frac{1 - \psi}{\lambda} \cdot \frac{l_e}{l_k} \cdot \frac{p_a}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T_a}, \quad (79)$$

Если ввести коэффициент, учитывающий гидравлические потери на участке от цилиндров компрессора до цилиндра дизеля

$$\gamma = \frac{\rho_a}{\rho_k},$$

и принять, что температура воздуха

$$T_a = T_k,$$

то уравнению (79) можно придать следующий вид:

$$\frac{F_k}{F_\partial} = \frac{1 - \psi}{\lambda} \cdot \frac{l_e}{l_k} \cdot \frac{\rho_k^\gamma}{\rho_1} \cdot \frac{T_1}{T_1 \bar{\pi}_k^{\frac{m_1-1}{m_1}}} \quad (80)$$

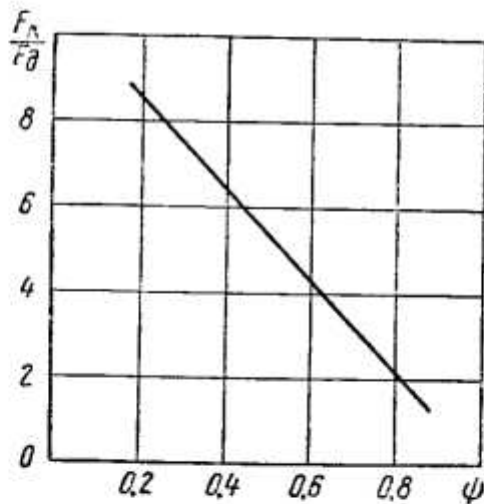
или

$$\frac{F_k}{F_\partial} = \frac{(1 - \psi) \gamma}{\lambda} \cdot \frac{1}{\bar{\pi}_k^{\frac{1}{m}}} \cdot \frac{l_e}{l_k}, \quad (81)$$

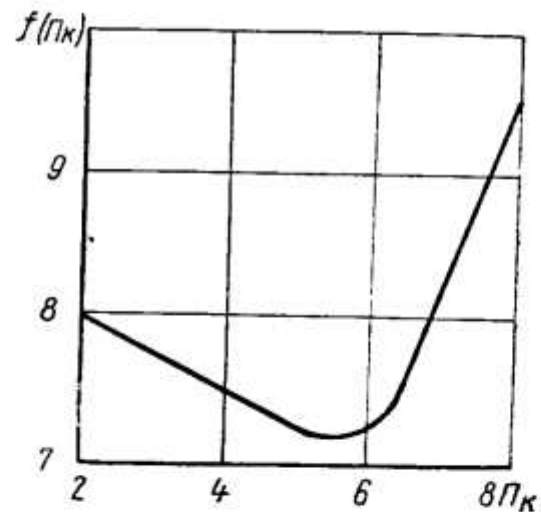
так как

$$\bar{\pi}_k = \frac{\rho_k}{\rho_1} \text{ и } T_k = T_1 \bar{\pi}_k^{\frac{m_1-1}{m_1}}.$$

Из уравнения (81) следует, что основные конструктивные параметры СПГГ связаны между собой. Отношение $\frac{F_k}{F_\partial}$, удовлетво-



Фиг. 70. Отношение $\frac{F_k}{F_\partial}$ в зависимости от коэффициента ψ для СПГГ GS-34.



Фиг. 71. Функция $f(\pi_k)$ в зависимости от величины π_k .

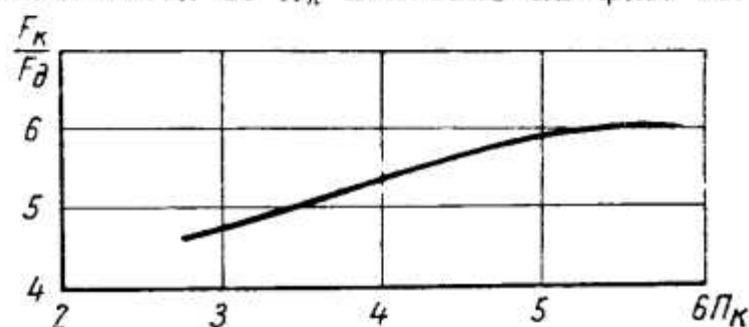
ряющее условию энергетического баланса, зависит от относительной величины мертвого пространства компрессора [$\lambda = f(a_k)$] и доли потерянного хода поршня ψ (фиг. 70). Но основное влияние на параметр $\frac{F_k}{F_\partial}$ оказывает величина удельной работы l_e . Именно эта величина, если отвлечься от воздействия неизбежных по-

терь, и определяет собой ту часть воздуха, которая участвует непосредственно в рабочем процессе дизеля.

Отношение $\frac{F_{\kappa}}{F_{\partial}}$ зависит также от степени повышения давления в компрессоре π_{κ} . Однако π_{κ} входит в определение коэффициента наполнения компрессора λ и удельной работы сжатия l_{κ} . Выясним, как изменится совокупность множителей правой части уравнения (81), содержащих величину π_{κ} :

$$\frac{\frac{1}{\pi_{\kappa}^m}}{\lambda l_{\kappa}} = \frac{\frac{1}{\pi_{\kappa}^m}}{\left[1 - a_{\kappa} \left(\frac{1}{\pi_{\kappa}^{m_2}} - 1\right)\right] \left(\frac{m-1}{\pi_{\kappa}^m} - 1\right) \frac{m}{m-1} RT_1}$$

Коэффициент λ уменьшается при увеличении степени повышения давления π_{κ} и относительной величины мертвого пространства компрессора a_{κ} (см. фиг. 67). Остальные множители с увеличением π_{κ} увеличиваются. Изменение приведенного соотношения в зависимости от π_{κ} показано на фиг. 71.



Фиг. 72. Изменение отношения $\frac{F_{\kappa}}{F_{\partial}}$ в зависимости от π_{κ} при $\alpha = 1,9$ и $S = idem$ для СПГГ GS-34.

В реальном СПГГ изменение конечного давления в компрессоре влияет не только на коэффициент наполнения компрессора и удельную работу сжатия, но и на параметры воздуха, поступающего в цилиндр дизеля. На фиг. 72 приведен график $\frac{F_{\kappa}}{F_{\partial}} = f(\pi_{\kappa})$, рассчитанный для СПГГ GS-34 при постоянном ходе блока поршней и $\alpha = 1,9$.

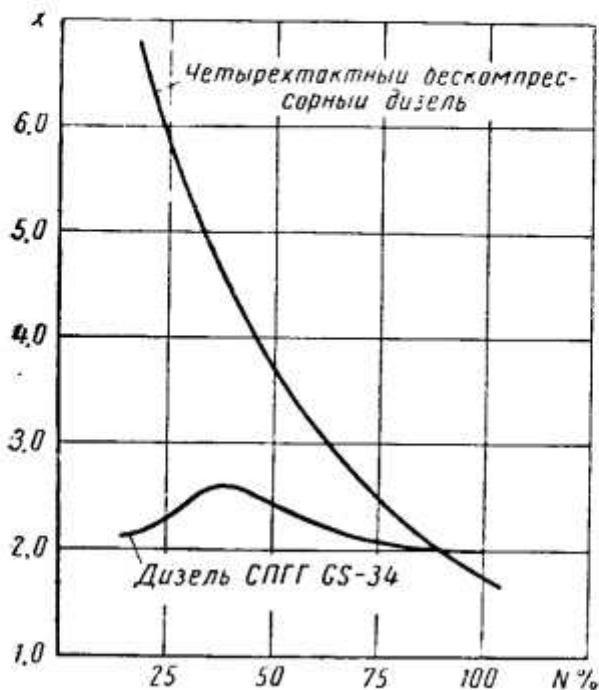
Отношение удельных работ $\frac{l_e}{l_{\kappa}}$ зависит от параметров рабочего процесса дизеля СПГГ. Подставив значения удельных работ, найдем, что их отношение

$$\frac{l_e}{l_{\kappa}} = \frac{H_u}{AL_0} \cdot \frac{\tau_e \gamma_{\kappa}}{\alpha} \cdot \frac{1}{\frac{k}{k-1} RT_1 \left(\pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right)}$$

Следовательно, отношение удельных работ, а значит, и отношение площадей поршней зависит от уже известного нам пара-

метра $\frac{\tau_{ii}}{\alpha}$, характеризующего качество индикаторного процесса дизеля СПГГ:

$$\frac{F_{\kappa}}{F_{\partial}} = f\left(\frac{\tau_{ii}}{\alpha}\right).$$



Фиг. 73. Коэффициент избытка воздуха α в зависимости от нагрузки N .

В диапазоне рабочих нагрузок СПГГ этот параметр изменяется сравнительно мало. Индикаторный к. п. д. зависит в основном от степени сжатия и коэффициента избытка воздуха дизеля.

При работе СПГГ со стабилизатором можно достигнуть постоянства степени сжатия дизеля. Коэффициент избытка воздуха дизеля СПГГ в зависимости от нагрузки СПГГ изменяется иначе, чем в обычном дизеле (фиг. 73).

Коэффициент α может быть выражен с помощью конструктивных параметров:

$$\alpha = \frac{2F_{\partial}S(1-\psi)p_a}{g_m L_0 T R_a}.$$

Аналогичную формулу можно использовать для определения общего коэффициента избытка воздуха:

$$\alpha_0 = \frac{2F_{\kappa}S\lambda p_1}{g_m L_0 R T_1}.$$

Отсюда отношение площадей поршней

$$\frac{F_{\kappa}}{F_{\partial}} = \frac{\alpha_0 T_1 (1-\psi) p_a}{\alpha T_a \lambda p_1}$$

или

$$\frac{F_{\kappa}}{F_{\partial}} = \frac{G_{\kappa}}{\alpha L_0} \cdot \frac{T_1}{T_a} \cdot \frac{p_a}{p_1} \cdot \frac{(1-\psi)}{\lambda},$$

так как

$$G_{\kappa} = \alpha L_0 \varphi.$$

Решая последнее уравнение относительно α , получим

$$\alpha = \frac{G_{\kappa}}{y L_0} \pi_{\kappa}^{\frac{1}{k}} \frac{(1-\psi)^{\nu}}{\lambda},$$

где

$$y = \frac{F_{\kappa}}{F_{\partial}}$$

Таким образом, коэффициент избытка воздуха дизеля СПГГ зависит от нагрузки, которая во многом определяет отношение $\frac{F_{\kappa}}{F_{\partial}}$. С увеличением отношения $\frac{F_{\kappa}}{F_{\partial}}$ коэффициент α падает. Уменьшение коэффициента α связано при этом с относительным увеличением индикаторной работы компрессора и расхода топлива на цикл. При переходе на частичные нагрузки в СПГГ с большим отношением $\frac{F_{\kappa}}{F_{\partial}}$ для получения той же минимальной мощности потребуется большее изменение хода блока поршней. Это приводит к относительно большим гидравлическим потерям в продувочных и выпускных окнах дизеля и может вызвать некоторое повышение температуры газа за СПГГ.

Таким образом, рассмотренные конструктивные параметры $\left(\frac{S}{D}, \varepsilon_{\partial}, \psi, \frac{F_{\kappa}}{F_{\partial}}\right)$ во многом определяют технико-экономические показатели СПГГ и должны учитываться при создании генераторов газа новых моделей.

Глава IV. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СПГГ

§ II. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СПГГ GS-34

Параметры проектируемых газотурбинных установок с СПГГ обычно выбирают на основе расчетов, которые, естественно, не могут полностью охватить все своеобразие рабочего процесса генератора газа. Для выяснения особенностей этого процесса ниже приводится анализ опубликованных в печати данных испытаний СПГГ GS-34 [17], который позволил получить основные зависимости, определяющие мощность и экономичность установки в целом, выяснить влияние нагрузки на тепловой баланс СПГГ и отметить некоторые особенности процесса его регулирования [11].

На фиг. 74 и в табл. 19 приведены основные характеристики СПГГ GS-34, полученные при стендовых испытаниях.

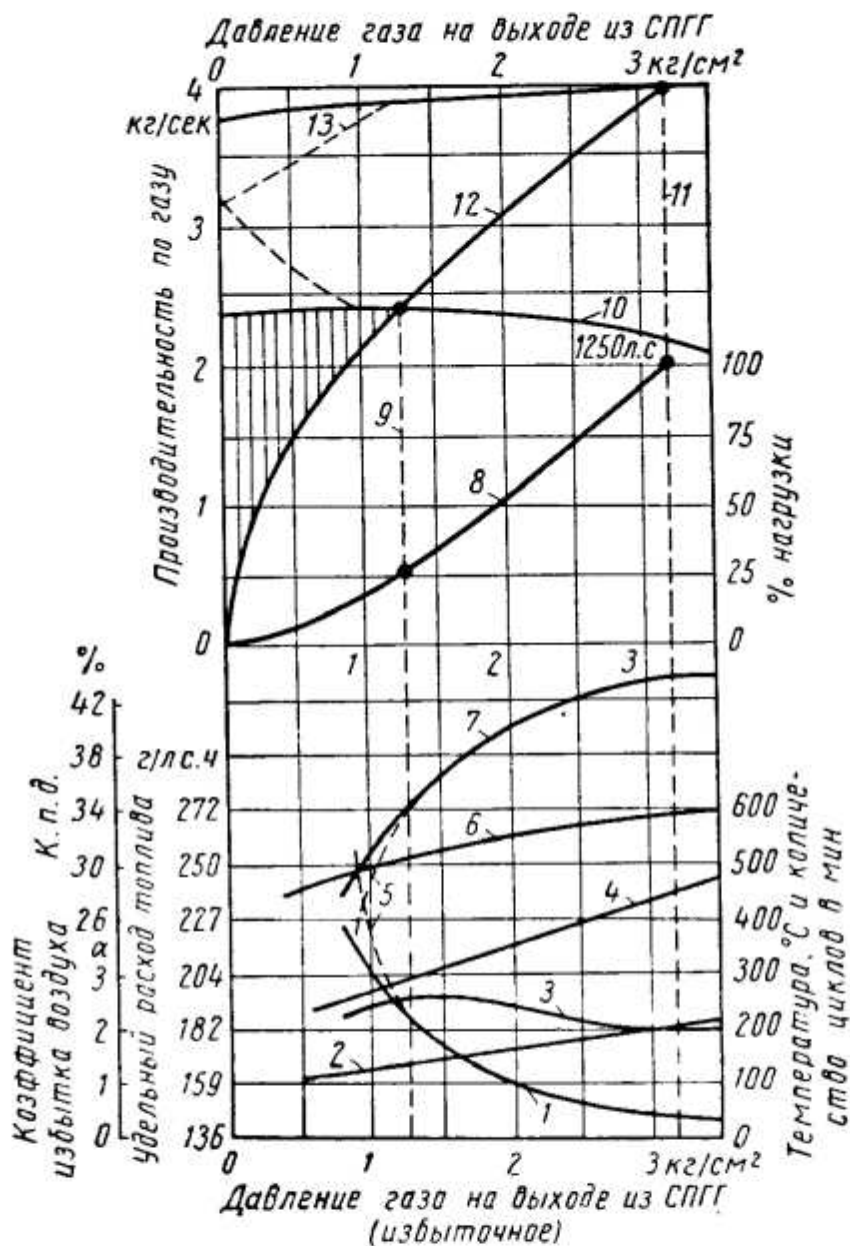
Таблица 19

N_s в %	N_s в л. с.	G_2 в кг/сек	n в цикл/мин	g_e в г/л. с. ч.	P_2 в ата	α	t_c в °C	t_k в °C	η_s в %
100	1250	4,0	588	145	4,18	2,0	445	200	42,8
70	875	3,38	566	151	3,38	2,2	385	180	41,1
40	500	2,74	528	168	2,66	2,6	322	150	36,9

По данным табл. 19 расчетным путем определен ряд дополнительных параметров, необходимых для анализа рабочего процесса (табл. 20).

Из табл. 19 и 20 следует, что с уменьшением мощности установки (частичная нагрузка), вызванным снижением расхода топлива на цикл g_m , падает производительность компрессора при одновременном увеличении коэффициентов избытка воздуха

α и α_0 . Снижение эффективной работы на цикл L_e по условию баланса работ дизеля и компрессора вызывает соответствующее падение давления сжатия в компрессоре, а следовательно, и уменьшение давления газа за СПГГ.



Фиг. 74. Техничко-экономические характеристики СПГГ GS-34:

1 — удельный расход топлива; 2 — температура воздуха за компрессором; 3 — коэффициент избытка воздуха дизеля; 4 — температура газа за СПГГ; 5 — удельный расход топлива при перепуске воздуха; 6 — число циклов СПГГ в минуту; 7 — адиабатный к. п. д.; 8 — нагрузка СПГГ в процентах; 9 — линия перепуска; 10 — производительность по газу при S_{min} ; 11 — линия номинальной нагрузки; 12 — производительность по газу при работе по внешней характеристике; 13 — производительность по газу при S_{max} .

Переход на частичную нагрузку установки обусловлен в СПГГ GS-34 снижением расхода и параметров газа перед турбиной, что вызывает значительное падение удельной работы газа при расширении ($H_m = A l_m$ ккал/кг). Таким образом, снижение к. п. д. установки на частичных нагрузках является результатом

Таблица 20

N_s в %	ξ_m в $\frac{\text{кг}}{\text{цикл}}$	G'_2 в $\frac{\text{кг}}{\text{цикл}}$	α_0	H_m в $\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$	q_m в $\frac{\text{ккал}}{\text{цикл}}$	η_i в % ($\eta_m = 0,9$)	AL_e в $\frac{\text{ккал}}{\text{цикл}}$
100	5,14	0,408	5,55	54,9	52,5	38,3	18,1
70	3,89	0,358	6,43	45,4	39,6	40,0	14,2
40	2,65	0,306	8,23	32,0	27,0	41,6	10,1

регулирования СПГГ, при котором параметры рабочего процесса обычно теряют свои оптимальные значения.

Соотношение параметров рабочего процесса СПГГ при изменении мощности установки в каждый момент определяется уравнениями теплового и энергетического балансов. Однако эти уравнения не объясняют причин различного характера изменения отдельных параметров в одном и том же интервале нагрузок.

В табл. 21 приведены относительные изменения параметров рабочего процесса СПГГ в зависимости от мощности установки (в процентах).

Таблица 21

N_s в %	ξ_m в $\frac{\text{ккал}}{\text{цикл}}$	G_2 в $\frac{\text{кг}}{\text{сек}}$	G_2 в $\frac{\text{кг}}{\text{цикл}}$	p_2 в атм	T_2 в $^{\circ}\text{К}$	n в $\frac{\text{цикл}}{\text{мин}}$	H_m в $\frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$	AL_e в $\frac{\text{ккал}}{\text{цикл}}$	η_i	η_s	γ
100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
70	75,7	84,5	87,7	80,8	91,5	96,2	82,7	78,5	104,5	96,0	96,7
40	51,4	68,5	76,5	63,5	83,0	90,0	58,3	55,8	108,5	86,2	92,5

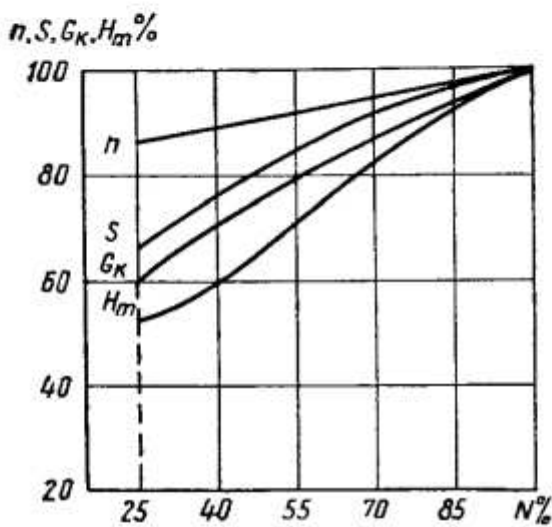
Из табл. 21 и фиг. 75 следует, что при снижении мощности N_s от 100 до 40% число циклов СПГГ уменьшается всего на 10%, в то время как в обычных дизелях число оборотов изменяется на 70—80% (более подробно этот вопрос будет разобран при сравнении механических и свободнопоршневых генераторов газа). Дополнительные расчеты, выполненные по данным табл. 19, показывают, что ход блока поршней S уменьшается при этом примерно на 25%.

Важно также отметить, что адиабатный к. п. д. СПГГ и индикаторный к. п. д. его дизеля изменяются в противоположных направлениях. Это можно объяснить тем, что с уменьшением мощности установки растут коэффициенты избытка воздуха α и α_0 и

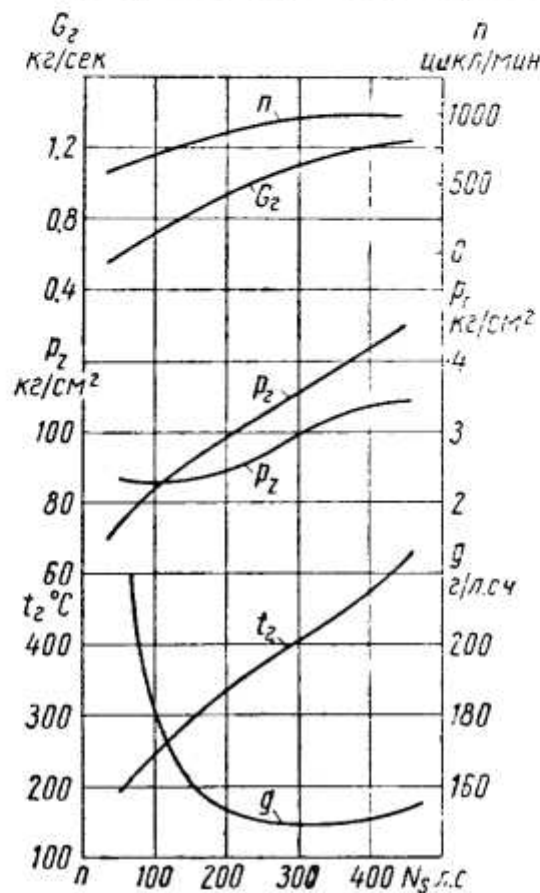
одновременно увеличиваются относительные гидравлические потери.

Интересно проследить, как меняются расход и параметры газа, непосредственно определяющие эффективную мощность газовой турбины.

При изменении мощности установки от 100 до 40% производительность компрессора за цикл снижается только на 23,5% (что и определяет главным образом величину общего коэффициента избытка воздуха). Давление и температура газа перед турбиной снижаются при этом соответственно на 36,5 и 17%.



Фиг. 75. Относительное изменение параметров СПГГ GS-34 в зависимости от нагрузки N_s .



Фиг. 76. Рабочие параметры СПГГ CS-75.

Приведенные в табл. 21 изменения основных параметров рабочего процесса СПГГ обуславливаются уменьшением подачи топлива в дизель СПГГ. Эти изменения связаны между собой простым соотношением, вытекающим из уравнения состояния:

$$\frac{G'_e T_e}{p_e} = \text{idem}, \quad (82)$$

где G'_e — производительность СПГГ в кг/цикл.

Следовательно, объем газа, генерируемого СПГГ за цикл, практически не зависит от мощности установки. На первый взгляд может показаться, что здесь сказывается влияние только некоторых второстепенных факторов, которые, изменяясь с нагрузкой, взаимно компенсируют друг друга. Например, так влияют на производительность СПГГ степень повышения давления и коэффициент наполнения компрессора, которые при переходе

СПГГ на частичные нагрузки изменяются в противоположных направлениях. В действительности же постоянство отношения (82) является результатом влияния газовой турбины на рабочий процесс СПГГ и выполнения баланса между производительностью СПГГ и пропускной способностью турбины.

Независимость отношения $\frac{G_z T_z}{np_z}$ от мощности турбины является особенностью не только СПГГ GS-34. Анализ результатов стендовых испытаний генератора газа CS-75, построенного по той же принципиальной схеме, приводит к аналогичным соотношениям параметров рабочего процесса (фиг. 76).

Таблица 22

N_s в л. с.	G_z в кг/сек	n в цикл/мин	T_z в °К	p_z в ата	α_0	μ
100	0,7	750	513	2,25	8,4	0,213
200	0,9	875	611	3,0	7,35	0,210
300	1,07	960	673	3,58	6,20	0,210
400	1,20	1000	748	4,17	5,00	0,215
450	1,23	1000	798	4,50	4,42	0,218

В табл. 22 приведены основные данные испытания CS-75 и результаты определения параметра

$$\mu = \frac{G_z T_z}{np_z} \quad (83)$$

На фиг. 74 даны пределы производительности СПГГ в зависимости от давления газа за СПГГ. Изменение производительности СПГГ при постоянном давлении газа достигается одновременным изменением хода блока поршней и эквивалентного сечения турбины. Однако при совместной работе СПГГ с газовой турбиной зависимость расхода генерируемого газа от давления (т. е. от мощности установки) подчиняется определенной закономерности, выражением которой и является постоянство отношения (83). При переходе от объема газа, даваемого генератором за цикл, к секундному расходу газа G_z выражением той же закономерности может служить формула Стодолы, применяемая в расчетах газовых турбин (для случая докритического течения газа в проточной части):

$$G_{z_1} = \frac{G_z}{\sqrt{\frac{T_{z_1}}{T_z}} \sqrt{\frac{p_z^2 - p_0^2}{p_{z_1}^2 - p_0^2}}}, \quad (84)$$

где G_z, T_z, p_z — параметры рабочего процесса при номинальной мощности установки;

$G_{z_1}, T_{z_1}, p_{z_1}$ — то же на частичной нагрузке.

Очевидно, если известны величины, характеризующие работу СПГГ на номинальной мощности установки, то с помощью указанных формул могут быть найдены соответствующие величины и для других рабочих режимов.

Указанной закономерности отвечает кривая действительного расхода газа в турбине в зависимости от давления (фиг. 74). Это и есть, по существу, внешняя характеристика СПГГ, соответствующая заданному режиму работы турбины. Естественно, что подобная характеристика может быть получена только при переменном числе циклов в минуту и изменяющейся длине хода блока поршней.

Широкое распространение в расчетах газовых турбин получили также параметры $\frac{G_2 n}{p_2}$, $\frac{n}{\sqrt{T_2}}$ и $\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{p_2}$, которые в случае

подобия рабочих режимов турбины сохраняют постоянство в широком диапазоне изменения мощности установки.

Значения этих параметров для GS-34, рассчитанные по опытным данным, приведены в табл. 23.

Параметр $\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{p_2}$ легко может

быть получен из формулы (84), если предположить, что p_0 достаточно мало по сравнению с давлением газа p_2 . Значение этого параметра пропорционально площади проточной части турбины, которая постоянна на всех нагрузках.

Секундный расход газа равен

$$G = \frac{f c}{V} \text{ кг/сек,}$$

где c — скорость истечения газа в м/сек;

V — удельный объем в м³/кг;

f — площадь эквивалентного отверстия в м².

Отсюда

$$f = \frac{GRT}{cp} = \frac{GRT}{kp\sqrt{T}} = \frac{R}{k} \left(\frac{G\sqrt{T}}{p} \right),$$

где k — коэффициент пропорциональности.

Подобие рабочих режимов СПГГ может быть использовано при расчете характеристик генератора газа на частичных нагрузках.

Можно предложить следующий вариант расчета параметров рабочего процесса СПГГ на переменном режиме.

1. Принимают или определяют из опыта основные параметры СПГГ на номинальной нагрузке: p_2 , T_2 , G_2 , n .

Таблица 23

N_s , %	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{p_2}$	$\frac{G_2 T_2}{p_2 n}$	$\frac{G_2 n}{p_2}$	$\frac{n}{\sqrt{T_2}}$
100	25,6	1,17	562	21,9
70	25,6	1,16	566	22,1
40	25,1	1,16	544	21,7

2. Частичную нагрузку СПГГ задают величиной давления газа за СПГГ p'_2 ата.

Величина p'_2 однозначно определяет температуру газа за СПГГ T_2 . Из уравнений (9) и (18) имеем:

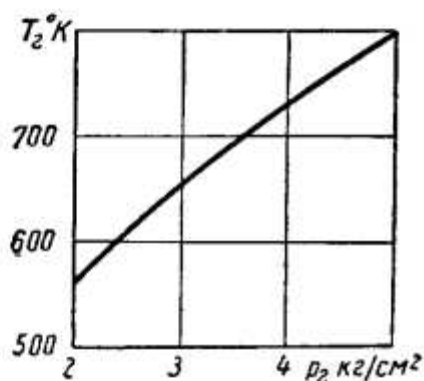
$$G_k = \frac{H_u \eta_e \eta_k}{A l_k};$$

$$T_2 = \frac{H_u \eta_z}{(G_k + 1) c_{pm}} + T_0.$$

После подстановки и упрощений находим, что

$$T_2 - T_0 = \frac{\eta_z}{\eta_e \eta_k} \cdot \frac{A}{\mu_0} \cdot \frac{l_k}{c_{pm}};$$

$$T_2 - T_0 = \frac{\eta_z}{\eta_e \eta_k} \cdot \frac{A \frac{k}{k-1} R}{\mu_0 c_{pm}} T_1 \left[\left(\frac{p_2}{\nu p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad (85)$$



Фиг. 77. Зависимость $T_2 = f(p_2)$, полученная по уравнения (85).

На фиг. 77 приведен график $T_2 = f(p_2)$, полученный при условии $\eta_e = 0,8$, $\eta_k = 0,353$, $\eta_z = 0,85$, $T_1 = 288$, $\mu_0 = 1,01$ и $c_{pm} = 0,25$.

Приняв отношение $\frac{\eta_z}{\eta_e \eta_k}$ таким же, как и на номинальной мощности, определяют температуру газа T_2 при новом значении давления p_2 .

Коэффициент ν может быть определен в зависимости от суммарных гидравлических потерь на пути газа от компрессора к турбине:

$$\nu = \frac{p_2}{p_k} = \frac{p_k - \Sigma \Delta p}{p_k} = 1 - \frac{\Sigma \Delta p}{p_k} = \frac{1}{1 + \frac{\Sigma \Delta p}{p_2}},$$

где $\Sigma \Delta p$ — суммарные гидравлические потери в $кг/см^2$.

3. Для номинальной нагрузки СПГГ может быть определен параметр

$$k_s = \frac{G_z \sqrt{T_z}}{p_z} \quad (86)$$

Задавшись новым значением p_{z_1} и определив соответствующую ему температуру T_{z_1} , по уравнению (86) можно найти новое значение секундного расхода газа (или воздуха):

$$G_{z_1} = \frac{k_s p_{z_1}}{\sqrt{T_{z_1}}}$$

4. Число циклов, соответствующее новому режиму работы СПГГ, определяется с помощью параметра

$$\mu = \frac{G_{z_1} T_{z_1}}{n_1 p_{z_1}}$$

откуда

$$n_1 = \frac{G_{z_1} T_{z_1}}{\mu p_{z_1}}$$

В той же последовательности расчет повторяется и для других значений давления p_z являющегося в данном анализе независимым переменным. Исползованный в расчете параметр μ пропорционален объему газа, даваемого СПГГ за цикл. Постоянство этого параметра во всем диапазоне изменения мощности установки легко может быть объяснено тем, что он представляет собой отношение двух постоянных величин:

$$\mu = \frac{k_s}{k} = \frac{G_z T_z}{p_z n}$$

где

$$k_s = \frac{G_z \sqrt{T_z}}{p_z}; \quad k = \frac{n}{\sqrt{T_z}}$$

Однако это не может служить достаточным объяснением причин постоянства объема газа, генерируемого СПГГ. Обратимся непосредственно к данным стендовых испытаний GS-34 (табл. 24).

В табл. 24 приведены величины производительности компрессора G_k , давления наддува p_k и параметры μ , рассчитанные для воздуха за компрессором (μ_1) и для газа за СПГГ (μ_2).

Таблица 24

N_s в %	G_m в кг/сек	G_k в кг/сек	p_k в ата	p_z в ата	μ_1	μ_2	$\Delta\mu = \mu_2 - \mu_1$
100	0,0504	3,9496	4,98	4,18	0,64	1,17	0,53
70	0,0366	3,3434	4,18	3,38	0,64	1,16	0,52
40	0,0233	2,7167	3,46	2,66	0,63	1,16	0,53

В табл. 25 приведены расчетные величины компрессора СПГГ GS-34.

Таблица 25

N_s в %	γ_0 в кг/м ³	V_0 в м ³ /сек	V'_0 в м ³ /цикл	γ_K в кг/м ³	V_K в м ³ /сек	V'_K в м ³ /цикл	λ_0	S в м	a_K	ϵ_K	ϵ_0	x в мм	$\sqrt{T_K}$
100	1,065	3,71	0,376	3,58	1,100	0,112	0,726	0,480	0,0857	3,48	31,3	150	21,7
70	1,065	3,23	0,342	3,16	1,065	0,113	0,754	0,407	0,1030	3,03	27,7	148	21,3
40	1,065	2,54	0,288	2,79	0,972	0,110	0,765	0,346	0,1171	2,62	23,6	148	20,6

Условия всасывания воздуха в цилиндры компрессора СПГГ мало зависят от мощности установки и определяются состоянием окружающего воздуха. Объемная производительность компрессора равна

$$V_0 = \frac{G_z - G_m}{\gamma_0} \text{ м}^3/\text{сек},$$

где γ_0 — удельный вес воздуха в начале сжатия.

С уменьшением мощности установки уменьшается объемная производительность компрессора за секунду (V_0). Зная V_0 , легко определить изменение хода блока поршней S . Но подача сжатого воздуха за цикл V'_K стабильна (см. табл. 25).

При постоянной степени сжатия дизеля ϵ_0 ход блока поршней изменяется за счет смещения его н. м. т. к центру СПГГ. С уменьшением мощности установки снижается давление сжатия p_K а также степень сжатия компрессора ϵ_K .

Обозначив через x линейную величину, пропорциональную объему воздуха к концу политропического сжатия его в компрессоре до заданного давления p_K найдем, что

$$x = \frac{(1 + a_K) S}{\epsilon_K}.$$

Расчет показывает, что в СПГГ, работающем совместно с газовой турбиной, величина x практически не зависит от нагрузки (табл. 25). Это значит, что компрессор, засасывая различные количества воздуха за цикл, при любом режиме работы сжимает его до одинакового объема (фиг. 78). Этот объем может быть определен из уравнения

$$V'_K = \frac{V_K \cdot 60}{n} = \frac{G_K R T_K \cdot 60}{p_K n} = \frac{k_s R \sqrt{T_K} \cdot 60}{n} \text{ м}^3/\text{цикл}.$$

Таким образом, при работе компрессора СПГГ выполняется условие, заданное параметром Стодола. Это определяет зависимость секундного расхода воздуха G_K от его температуры и давления.

За каждый цикл компрессор подает в цилиндр дизеля одинаковые объемы воздуха. Очевидно, для сохранения постоянства объема газового потока за СПГГ необходимо, чтобы относительный подогрев воздуха, поступающего в дизель, был также постоянным. В табл. 26 показано изменение некоторых параметров газового потока в цилиндре дизеля СПГГ в зависимости от мощности установки.

Таблица 26

N_s в %	T_2 в КЭ/м ³	V_2 в м ³ /сек	V'_2 в м ³ /цикл	$V'_2 - V'_K = \Delta V$ в м ³	$t'_2 - t_K$ в °С	$\frac{t_r - t_K}{t_r}$	$\varphi = \frac{\alpha_0}{\alpha}$
100	1,98	2,01	0,206	0,094	245	0,55	2,77
70	1,75	1,93	0,204	0,091	205	0,53	2,92
40	1,52	1,80	0,204	0,094	172	0,53	3,16

Объем газа, даваемого СПГГ за цикл V'_2 , согласно данным стендовых испытаний GS-34 очень стабилен. Увеличение объема газа при прохождении потока через цилиндр дизеля может быть оценено разностью параметров μ (см. табл. 24):

$$\begin{aligned} \mu_2 - \mu_1 &= \Delta\mu = \\ &= \frac{G_K}{p_K n} \left(\frac{p_0 T_2}{\nu} - T_K \right) = \text{idem.} \end{aligned}$$

Смещение продувочного воздуха с продуктами сгорания и подогрев его в цилиндре дизеля могут рассматриваться как своеобразная регенерация тепла отработавшего газа. Приняв теплоемкость продувочного воздуха равной теплоемкости продуктов сгорания, получим

$$\frac{(\alpha L_0 + 1)(T_r - T_0) + \alpha L_0(\varphi - 1)(T_K - T_0)}{\alpha L_0 \varphi} = T_r - T_0.$$

Отсюда

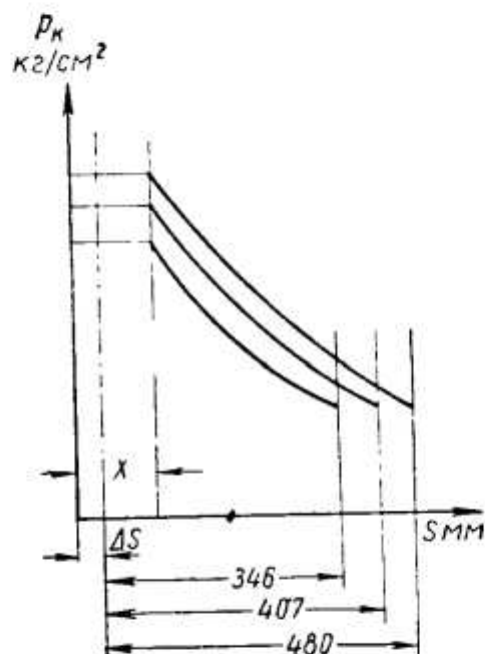
$$\mu'_0 (T_r - T_0) + (\varphi - 1)(T_K - T_0) = \varphi (T_r - T_0),$$

где

$$\mu'_0 = \frac{\alpha L_0 + 1}{\alpha L_0};$$

φ — коэффициент продувки;

T_r — средняя температура продуктов сгорания.



Фиг. 78. Индикаторные диаграммы компрессора СПГГ при различной мощности установки.

Тогда, пренебрегая величиной μ'_0 (равной 1,03), находим, что

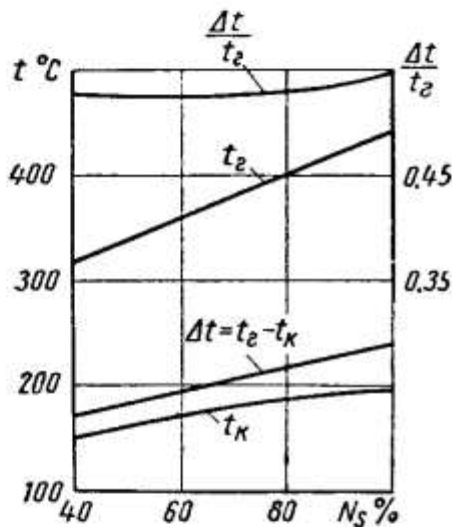
$$\frac{T_2 - T_K}{T_r - T_K} = \frac{1}{\varphi}.$$

Отношение разностей температур по своей структуре аналогично коэффициенту регенерации тепла. Это отношение, как и следовало ожидать, обратно пропорционально коэффициенту продувки.

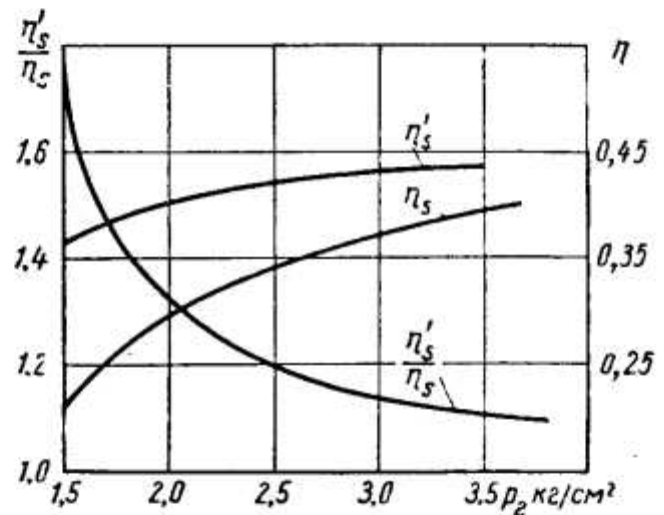
Таким образом, подогрев продувочного воздуха в цилиндре дизеля $t_2 - t_K$ изменяется в зависимости от производительности СПГГ. Но отношение

$$\frac{t_2 - t_K}{t_2},$$

выражающее долю тепла, переданного при смешении продувочному воздуху, почти не изменяется с мощностью установки (см. табл. 26 и фиг. 79). Причина этого постоянства будет подробно разобрана ниже.



Фиг. 79. Изменение температур t_2 и t_K и отношения $\frac{\Delta t}{t_2}$ в зависимости от нагрузки N_s .



Фиг. 80. Изменение адиабатного к.п.д. в зависимости от нагрузки:

η'_{s} — адиабатный к.п.д. при $\nu = 1$; η_{s} — адиабат-

ный к.п.д. при $\nu < 1$; $\frac{\eta_{s}}{\eta'_{s}} = f(\rho_2)$.

Отмеченная нами интересная особенность рабочего процесса СПГГ (стабильность объемов воздуха и газа, даваемых за цикл компрессором и СПГГ) приобретает важное значение при анализе регулирования СПГГ, построенного по конструктивной схеме GS-34.

Стабильность значений V'_K и V_2 наблюдается только при работе СПГГ на постоянное эквивалентное отверстие.

Возвращаясь к анализу данных испытаний GS-34 (табл. 19—21), напомним, что увеличение коэффициентов α и α_0 по-разному

влияет на экономичность установки СПГГ-ГТ. Рост коэффициента избытка воздуха α повышает индикаторный к. п. д. дизеля, приближая его рабочий процесс к идеальному циклу. Увеличение суммарного коэффициента избытка воздуха α_0 в реальном процессе связано со снижением параметров газа перед турбиной, которое и приводит к падению адиабатного к. п. д. установки.

Отмеченное отставание изменения расхода воздуха от изменения нагрузки СПГГ во многом определяет характер гидравлических потерь в дизеле СПГГ.

Коэффициент гидравлических потерь $\nu = \frac{p_s}{p_k}$ в начале несколько снижается при уменьшении нагрузки, а затем резко возрастает. Для оценки влияния сопротивления газового тракта на адиабатный к. п. д. установки на фиг. 80 приведен график $\eta'_s = f(p_s)$, рассчитанный при условии отсутствия гидравлических потерь. Для сравнения на том же графике дана зависимость $\gamma_{is} = f(p_s)$, полученная при испытании, а также зависимость отношения $\frac{\gamma_{is}}{\gamma'_{is}}$ от нагрузки.

Характер гидравлических сопротивлений в СПГГ GS-34 таков, что их относительное влияние на экономичность установки с уменьшением нагрузки растет. Поэтому устранение или уменьшение гидравлических потерь (что практически осуществимо) приводит к тому, что влияние нагрузки на адиабатный к. п. д. установки становится значительно менее заметным. Зависимость адиабатного к. п. д. установки от нагрузки может быть заменена зависимостью его и от других величин, пропорциональных мощности, например от степени сжатия компрессора.

Расчет показывает, что при отсутствии гидравлических потерь степень сжатия компрессора (в пределах рассмотренных нагрузок) не оказывает большого влияния на адиабатный к. п. д. и является в основном фактором, определяющим мощность газотурбинной установки.

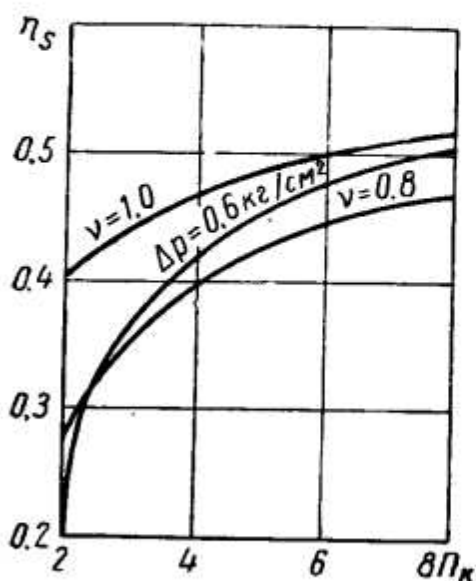
Зависимость $\eta_s = f(\pi_k)$ во многом определяется характером гидравлических сопротивлений. На фиг. 81 приведены графики $\gamma_{is} = f(\pi_k)$, построенные при условии $\nu=1$, $\nu=0,8$ и $\Sigma\Delta p = 0,6 \text{ кг/см}^2$.

Испытания СПГГ GS-34 показали, что зависимость коэффициента ν от нагрузки (фиг. 82) в этом генераторе газа хорошо соответствует условию постоянства абсолютного значения гидравлических сопротивлений на разных режимах работы установки ($\Sigma\Delta p = \text{idem}$).

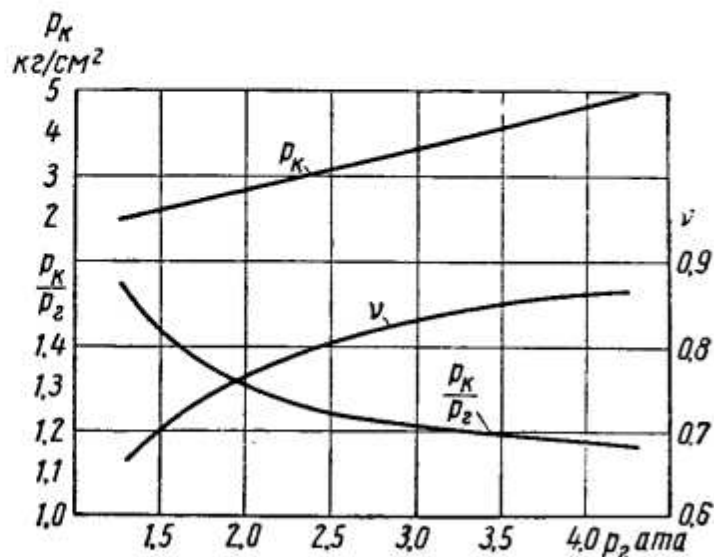
Приведенный краткий анализ испытаний СПГГ GS-34 позволяет объективно оценить влияние гидравлических потерь на экономичность теплосиловой установки. При изменении нагрузки от 100 до 40% секундная производительность компрессора падает

всего лишь на 31,5% (см. табл. 21), в то же время изменение хода блока поршней приводит к уменьшению степени открытия продувочных окон цилиндра дизеля более чем в 2 раза.

Из табл. 21 видно, что изменение числа циклов и производительности генератора за цикл недостаточно для требуемого снижения адиабатной мощности установки. Так, при уменьшении



Фиг. 81. Влияние нагрузки и характера гидродинамических потерь на адиабатный к. п. д. η_s СПГГ.



Фиг. 82. Гидравлическое сопротивление ν в зависимости от нагрузки по данным испытаний СПГГ GS-34.

нагрузки на 60% совместное действие указанных факторов обеспечивает снижение мощности только на 31%. Дальнейшее падение нагрузки возникает вследствие изменения параметров газа перед турбиной, т. е. снижения удельной адиабатной работы расширения H_m ккал/кг.

При дальнейшем уменьшении мощности дросселирование газа в продувочных окнах цилиндра дизеля уже не может компенсировать отставание снижения производительности компрессора от требуемого уменьшения расхода газа. Наступает момент, когда необходимого уменьшения подачи газа в турбину можно достигнуть только путем выпуска части его в атмосферу или другим способом. Для СПГГ GS-34 начало выпуска газа соответствует примерно 30%.

В табл. 27 приведены относительные изменения некоторых параметров СПГГ в зависимости от мощности установки.

Как видно из таблицы, с уменьшением подачи топлива ход блока поршней и соответственно степень сжатия буфера снижаются. Уменьшение степени сжатия и среднего давления в буфере (вследствие снижения давления в ресивере) приводит к падению числа циклов в минуту. При этом снижается также и средняя скорость поршней, что обуславливает уменьшение абсолютного

N_s в %	ε_b в %	S в %	n в %	H_m в %	G_z в %	c_m в %
100	100	100	100	100	100	100
70	91,7	92,3	96,2	82,7	84,5	98,7
40	78,0	76,3	90,0	58,3	68,5	68,6
25	71,9	66,7	87,0	52,9	60,0	58,1

значения гидравлического сопротивления клапанов компрессора. Суммарные гидравлические сопротивления при этом возрастают.

Адиабатная мощность комбинированной установки может быть определена по формуле

$$N_s = 5,69H_m G \text{ л. с.}, \quad (87)$$

где G — производительность СПГГ (или приблизительно компрессора СПГГ) в кг/сек.

Из табл. 27 видна роль различных параметров в изменении нагрузки СПГГ. При мощности установки $N_s = 25\%$ удельная адиабатная работа снижается на 47,1%, а производительность СПГГ — на 40%. В итоге адиабатная мощность установки может быть снижена только до 31,7%. Для снижения мощности установки до 25% приходится, как уже было отмечено, часть воздуха выпускать в атмосферу. Пользуясь данными, приведенными в табл. 27, можно определить, что количество выпущенного воздуха должно быть равно около 22%.

Адиабатная мощность при ориентировочных расчетах может быть также определена из выражения.

$$N_s = 1,365GT_z \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_m} \right)^{0,286} \right] \text{ л. с.} \quad (88)$$

или

$$N_s = 0,0227\mu p_2 n \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_m} \right)^{0,286} \right] \text{ л. с.}, \quad (89)$$

где n — число циклов в минуту;
 p_2 — давление газа за СПГГ в ата.
 $\mu = \frac{GT_z}{p_2 n}$ — отношение параметров рабочего процесса СПГГ, не зависящее от нагрузки.

Снижение к. п. д. СПГГ на рабочих режимах является, в основном, результатом возросших гидравлических сопротивлений.

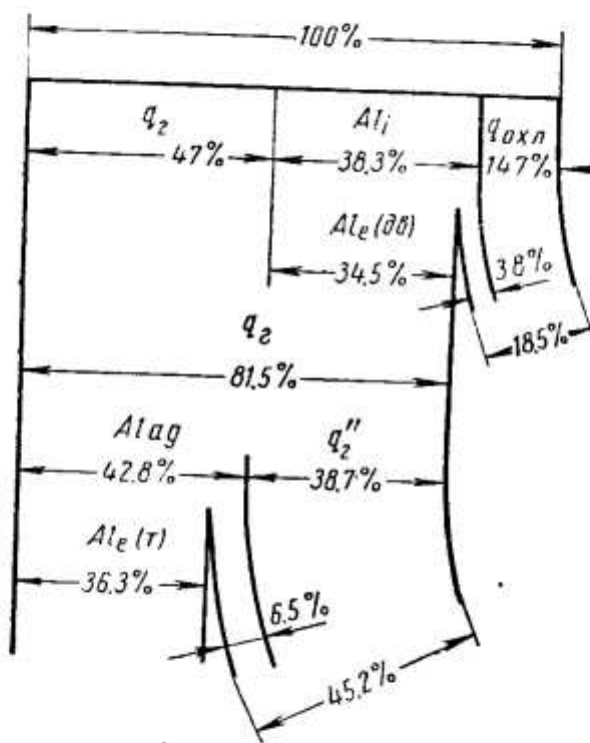
Однако, как показывает расчет, и при полном отсутствии гидравлических потерь уменьшение мощности установки приводит к некоторому снижению ее адиабатного к. п. д.

Для выяснения влияния термодинамических факторов на рабочий процесс СПГГ рассмотрим его тепловой баланс.

Тепловой баланс GS-34, рассчитанный по данным стендовых испытаний, приведен в табл. 28 и на фиг. 83.

Таблица 28

N_s в %	q_ϕ		q_m в ккал/цикл	Σq в ккал/цикл	q'_2 в ккал/цикл	η_2 в %
	в ккал/цикл	в %				
100	18,1	25,6	52,5	70,6	42,7	81,5
70	14,2	26,4	39,7	53,9	32,1	81,1
40	10,1	27,2	27,0	37,1	23,2	86,0



Фиг. 83. Схема теплового баланса СПГГ GS-34 на номинальной нагрузке.

Из табл. 28 следует, что в рассмотренном интервале нагрузок доля физического тепла сжатого воздуха q_ϕ , поступающего из компрессора в цилиндр дизеля, достаточно стабильна (25—27%). Доля тепла, уносимая газами из СПГГ η_2 также мало меняется (в основном в результате небольших изменений суммарных тепловых потерь); это тепло и является конечным продуктом СПГГ. Поэтому отношение теплосодержания газового потока за СПГГ ко всему затраченному теплу (т. е. η_2) может быть названо внутренним к. п. д. СПГГ.

Из формул, приведенных при рассмотрении особенностей теплового баланса СПГГ, можно определить, что внутренний к. п. д. СПГГ

$$\eta_{i2} = \frac{c_{p_m} (G_k + 1) (t_2 - t_0)}{H_u}$$

Отсюда температура газа за СПГГ

$$t_2 = \frac{H_u \eta_{i2}}{c_{p_m} (G_k + 1)} + t_0$$

Температура газа может быть также определена из уравнения (67):

$$t_2 = \frac{H_u (1 - q_n)}{c_{p_m} (G_k + 1)} + t_0.$$

Сопоставив последние два уравнения для определения t_2 , получим

$$\eta_{iz} = 1 - q_n. \quad (90)$$

Переходя к определению внутреннего к. п. д. СПГГ по данным стендовых испытаний, уравнению (90) можно придать несколько иную форму:

$$\eta_{iz} = \left(1 - \frac{q_n}{q_m}\right) \cdot 100\% \quad (91)$$

или

$$\eta_{iz} = \frac{q_2 \cdot 100}{q_m} = \frac{(g_k + g_m) c_{p_m} (t_2 - t_0) \cdot 100}{q_m} \%, \quad (92)$$

где g_k — производительность компрессора в кг/цикл;

g_m — расход топлива в кг/цикл;

q_m — расход тепла на цикл в ккал/цикл.

Знание коэффициента η_{iz} важно при доводочных испытаниях новых СПГГ, а также при выполнении тепловых расчетов установок СПГГ-ГТ.

Достаточно определить путем измерения расход топлива g_m , производительность компрессора g_k и температуру газа за СПГГ t_2 , чтобы дать оценку степени доводки СПГГ, так как остальные потери известны и связаны в основном с охлаждением.

Задавшись внутренним к. п. д. при проектировании СПГГ, можно просто определить температуру газа перед турбиной на номинальной и частичных нагрузках. Однако для окончательной оценки экономичности установки СПГГ-ГТ недостаточно знать внутренний к. п. д. СПГГ. Для этого необходимо определить адиабатный к. п. д. установки:

$$\eta_{is} = \frac{q_2 - q_2'}{q_m}, \quad (93)$$

где q_2' — количество тепла, содержащегося в газах за турбиной, в ккал/цикл.

В табл. 29 приведены данные о теплосодержании газов на разных этапах их пути от компрессора к турбине.

Из табл. 29, в частности, следует, что теплосодержание воздуха за компрессором q_ϕ и теплосодержание газа за турбиной q_2' отличаются незначительно. Поэтому регенеративный подогрев воздуха в установке с СПГГ GS-34, работающей по обычной схеме, трудно осуществить. Однако в случае снижения относительного к. п. д. турбины η_m и коэффициента гидравлических

N_s в %	q_2 в ккал/цикл	q_2' в ккал/цикл	$q_2 - q_2'$ в ккал/цикл	q_{ϕ}	
				в ккал/цикл	в %
100	42,7	20,3	22,4	18,1	42,3
70	32,1	15,8	16,3	14,2	44,2
40	23,2	13,3	9,9	10,1	43,5

потерь в регенерация на частичных нагрузках возможна. Кроме того, это не исключает сочетание СПГГ с другими устройствами, утилизирующими тепло.

Сравнение данных табл. 20 и 29 показывает, что эффективная работа дизеля за цикл полностью затрачивается на сжатие воздуха в компрессоре и равна теплосодержанию воздуха перед цилиндром дизеля СПГГ ($AL_e = q_{\phi}$).

Физическое тепло, вносимое в процесс сжатым воздухом, составляет 42—44% тепла, содержащегося в газовом потоке за СПГГ. Совершенно очевидно, что охлаждение воздуха после компрессора, применяемое в обычных дизелях, работающих с наддувом, привело бы к снижению к. п. д. установки СПГГ-ГТ.

Анализ данных табл. 19 позволяет установить, что между температурами газовых потоков в СПГГ наблюдается следующее соотношение:

$$\frac{t_2 - t_{\kappa}}{t_2} = \text{idem.}$$

Это обстоятельство также может быть использовано при проверочных тепловых расчетах СПГГ на частичных нагрузках. Стабильность отношения этих температур может быть доказана следующим образом.

Согласно уравнению (70)

$$t_2 = \frac{H_u \gamma_{i2}}{c_{p_m} (G_{\kappa} + 1)} + t_0.$$

По условию энергетического баланса

$$t_{\kappa} = \frac{H_u \eta_e \eta_{\kappa}}{c'_{p_m} G_{\kappa}} + t_0.$$

Отсюда

$$t_2 - t_{\kappa} = \frac{H_u \gamma_{i2}}{c_{p_m} (G_{\kappa} + 1)} + t_0 - \frac{H_u \gamma_{ie} \eta_{\kappa}}{c'_{p_m} G_{\kappa}} - t_0 = \frac{H_u}{c_{p_m} G_{\kappa}} \left(\frac{\gamma_{i2}}{\mu_0} - \gamma_{ie} \eta_{\kappa} \right)$$

или

$$\frac{t_2 - t_{\kappa}}{t_2 - t_0} = 1 - \frac{\mu_0 \gamma_{ie} \eta_{\kappa}}{\gamma_{i2}}. \quad (94)$$

Ввиду того что при больших значениях α_0 коэффициент μ_0 мало отличается от единицы, а t_0 невелико по сравнению с t_2 , можно с достаточной точностью считать, что

$$\frac{t_2 - t_k}{t_2} \approx 1 - \frac{\eta_e \gamma_{ik}}{\gamma_{iz}}$$

или

$$\frac{t_k}{t_2} \approx \frac{\gamma_e \gamma_{ik}}{\gamma_{iz}}. \quad (95)$$

Таким образом, отношение температур воздуха за компрессором и газа за СПГГ примерно равно отношению внешнего и внутреннего к. п. д. СПГГ. Более точно это отношение может быть выражено следующим образом:

$$\frac{\gamma_e \gamma_{ik}}{\gamma_{iz}} = \frac{\frac{k}{k-1} ART_1}{c_{p_m} \mu_0} \cdot \frac{\left(11 \frac{k-1}{k} - 1\right)}{(t_2 - t_0)}. \quad (96)$$

Отношение $\frac{\gamma_e \gamma_{ik}}{\gamma_{iz}}$ также мало изменяется с нагрузкой и характеризует собой структуру теплового баланса генератора газа. Очевидно, что чем больше отношение этих коэффициентов, тем большая доля тепла идет в результате внутренней регенерации на увеличение теплосодержаний газового потока за СПГГ.

Изменение индикаторного к. п. д., вызываемое изменением степени сжатия дизеля СПГГ, не оказывает существенного влияния на внутренний к. п. д. СПГГ. Как было указано, тепловой поток от СПГГ к турбине включает в себя тепло воздуха, сжатого в компрессоре, и часть тепла, получаемого при сгорании топлива в цилиндре дизеля. При изменении индикаторного к. п. д. происходит лишь некоторое перераспределение этих двух слагаемых потока тепла, уносимого из СПГГ, относительное же теплосодержание газа от этого почти не меняется. Эти изменения в практически используемом диапазоне при постоянном давлении продувочного воздуха носят как бы внутренний характер и почти не отражаются на величине адиабатной работы установки.

Рассмотрим, какими соображениями следует руководствоваться, выбирая степень сжатия дизеля СПГГ. Напомним, что степени сжатия дизеля, компрессора и буфера СПГГ не являются его конструктивными параметрами. При изменении мощности установки вследствие изменения хода блока поршней степени сжатия не остаются постоянными. Степень сжатия может быть расчетным параметром лишь при определенной, например, номинальной мощности.

В реальных условиях выбор степени сжатия дизеля СПГГ ограничен сравнительно малым диапазоном (6,5—10). Нижнее значение определяется условием устойчивого самовоспламенения топлива на минимальной нагрузке, а верхнее — допустимым мак-

симальным давлением цикла. С повышением мощности установки давление наддува растет, и общая степень сжатия СПГГ достигает 30 и выше.

Учитывая, что внутренний к. п. д. СПГГ является величиной достаточно стабильной, его можно выбирать для определения общего к. п. д. установки, как это делают при выборе внутреннего эффективного к. п. д. турбины.

Эффективный к. п. д. установки СПГГ-ГТ может быть выражен как произведение трех коэффициентов:

$$\eta_0 = \eta_z \eta_s \eta_m \quad (97)$$

или

$$\eta_0 = \frac{q_z}{q_m} \cdot \frac{Al_m (g_k + g_m)}{q_z} \cdot \frac{Al_e (g_k + g_m)}{Al_m (g_k + g_m)} = \frac{Al_e (g_k + g_m)}{q_m}$$

Здесь η_z — внутренний к. п. д. СПГГ;

η_s — адиабатный к. п. д. турбины;

η_m — относительный эффективный к. п. д. турбины;

l_m — удельная адиабатная работа расширения в кГм/кг ;

l_e — удельная эффективная работа расширения в кГм/кг ;

q_z — избыточное теплосодержание газового потока за СПГГ в ккал/цикл ;

q_m — тепло топлива, подаваемого в цилиндр дизеля, в ккал/цикл ;

g_k — расход воздуха в СПГГ в кг/цикл ;

g_m — расход топлива в СПГГ в кг/цикл .

Выражением (97) во многом определяются направление и содержание экспериментальных и доводочных работ, связанных с созданием новых газотурбинных установок с СПГГ.

Приведенный краткий анализ показывает, что, кроме конструктивных размеров установки СПГГ-ГТ, отличающейся сложным рабочим процессом, достаточно знать шесть безразмерных параметров. Для выяснения экономичности установки нужно определить три указанных выше к. п. д. (η_z , η_s и η_m) на различных режимах ее работы. Для оценки показателей мощности установки могут служить степень сжатия компрессора ε_k и степень сжатия буфера ε_b , величина которой влияет на число циклов в минуту и, следовательно, на условную литровую мощность дизеля. Наконец, необходимо знать степень сжатия дизеля ε_d , определяемую в основном технологическими факторами, но влияющую также на индикаторный процесс дизеля, а следовательно, и на экономичность СПГГ.

§ 12. ОТНОШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГЕОМЕТРИЧЕСКИ ПОДОБНЫХ СПГГ

В тепловых расчетах двигателей большую роль играют получаемые опытным путем величины, уточняющие результаты термодинамических исследований. Так, при расчетах обычно задаются

показателями политроп сжатия и расширения в цилиндрах компрессора и дизеля, степенью повышения давления в дизеле, коэффициентом выделения тепла и т. п. Все эти величины могут быть определены и расчетным путем, однако использование экспериментальных данных, несомненно, повышает надежность полученных результатов.

Данные, приведенные в анализе стендовых испытаний СПГГ GS-34, также могут быть использованы для уточнения тепловых расчетов СПГГ.

Полученные при испытании СПГГ GS-34 параметры и характеристики могут быть особенно полезными при расчетах СПГГ, аналогичных по конструктивной схеме и тем более геометрически подобных модели GS-34.

При геометрическом подобии всех соответственных размеров СПГГ зависимость основных конструктивных параметров СПГГ от его линейных размеров определяется из следующих соотношений.

Число циклов в минуту равно

$$n = \frac{30c_m}{xD},$$

где x — отношение $\frac{S}{D}$;

c_m — средняя скорость блока поршней в *м/сек.*

При одинаковой средней скорости блока поршней геометрически подобных СПГГ

$$n = \frac{k_1}{D}, \quad (98)$$

где k_1 — постоянный коэффициент подобных СПГГ.

Следовательно, при $c_m = \text{idem}$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}. \quad (99)$$

Очевидно, что при условии равенства числа циклов у геометрически подобных СПГГ

$$\frac{c_{m_1}}{c_{m_2}} = \frac{D_1}{D_2}. \quad (100)$$

Производительность компрессора за цикл

$$g_k = F_k S \lambda \gamma_1 = k D^3 \text{ кг/цикл},$$

где λ — объемный коэффициент наполнения компрессора;

γ_1 — удельный вес воздуха в конце всасывания.

Поэтому

$$\frac{g_{k_1}}{g_{k_2}} = \frac{D_1^3}{D_2^3}. \quad (101)$$

Производительность компрессора

$$G_k = \frac{g_k n}{60} \text{ кг/сек.}$$

Следовательно,

$$\frac{G_{k_1}}{G_{k_2}} = \frac{D_1^3}{D_2^3} \cdot \frac{D_2}{D_1} = \frac{D_1^2}{D_2^2}. \quad (102)$$

Это выражение остается справедливым и для производительности СПГГ, так как при одинаковом коэффициенте избытка воздуха относительное увеличение расхода газа за счет веса подводимого топлива будет одинаковым.

Адиабатная мощность СПГГ

$$N_s = \frac{V_h \eta_V H_{см} \eta_s n \cdot 427}{60 \cdot 75} \text{ л. с.},$$

где η_V — коэффициент наполнения цилиндра дизеля;
 $H_{см}$ — приведенная теплотворная способность рабочей смеси в ккал/м³.

$$N_s = k_2 \frac{D^3}{D} = k_2 D^2. \quad (103)$$

Здесь k_2 — коэффициент пропорциональности;

$$\frac{N_{s_1}}{N_{s_2}} = \frac{D_1^2}{D_2^2}, \quad (104)$$

откуда

$$D_2 = D_1 \sqrt{\frac{N_{s_2}}{N_{s_1}}}. \quad (105)$$

Отношение весов блоков поршней, а также весов агрегатов:

$$\frac{G_{n_1}}{G_{n_2}} = \frac{D_1^3}{D_2^3}; \quad (106)$$

$$G_n = k_3 D^3, \quad (107)$$

где k_3 — коэффициент пропорциональности.

Удельный вес СПГГ:

$$g = \frac{G}{N_s} \text{ кг/л. с.};$$

$$\frac{g_1}{g_2} = \frac{D_1}{D_2}. \quad (108)$$

Таким образом, удельный вес СПГГ изменяется пропорционально его линейным размерам. Конечно, последнее соотношение отражает только тенденцию. Поэтому оптимальное число СПГГ в блоке заданной мощности практически выбирается не только на основа-

нии полученного соотношения удельных весов установки. Уменьшение размеров СПГГ имеет свой оптимальный предел, по достижении которого дальнейшее снижение веса замедляется, а значит, растут удельные габариты установки ($\text{м}^3/\text{л. с.}$) и затрудняется ее размещение. Одновременно с этим в связи с ростом числа циклов появляются нарушения в работе клапанов компрессора.

Регулировка установки и управление блоком, состоящим из большого количества СПГГ, становятся более сложными. На фиг. 84 показано изменение адиабатной мощности N_s , числа циклов n и веса блока поршней G_n в зависимости от диаметра цилиндра дизеля D для генераторов газа, геометрически подобных СПГГ GS-34, имеющего $D = 340 \text{ мм}$, $N_s = 1250 \text{ л. с.}$, $n = 585 \text{ цикл/мин}$, $G_n = 540 \text{ кг}$. Графики на фиг. 84 построены по уравнениям:

$$n = \frac{k_1}{D} = \frac{19\,890}{D},$$

$$N_s = k_2 D^2 = 1,08 D^2,$$

$$G_n = k_3 D^3 = 0,0137 D^3,$$

где D — диаметр цилиндра дизеля в см.

Отсюда, в частности, следует, что для геометрически подобных СПГГ

$$nD = \text{idem},$$

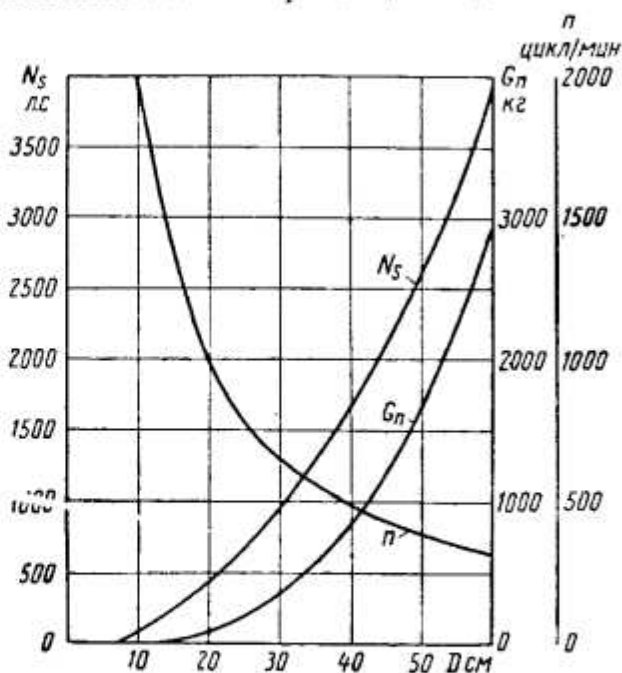
$$\frac{N_s}{D^2} = \text{idem},$$

$$\frac{G_n}{D^3} = \text{idem}.$$

Диаметр цилиндра дизеля легко связать с рядом важных параметров генератора газа. На основании уравнений (9) и (18)

$$\alpha = \frac{G_k}{L_0 \varphi} = \frac{H_u \eta_c \eta_k}{A l_k L_0 \varphi} = \frac{47,6 \cdot F_{\partial} S_{\partial} p_a}{T_k g m},$$

где S_{∂} — расстояние от внутренней кромки выпускных окон до плоскости, проходящей через среднюю точку камеры сгорания дизеля перпендикулярно оси его цилиндра.



Фиг. 84. Расчетные параметры СПГГ в зависимости от диаметра D цилиндра дизеля (при $c_m = \text{idem}$).

Фиг. 84. Расчетные параметры СПГГ в зависимости от диаметра D цилиндра дизеля (при $c_m = \text{idem}$). $N_s = 1250 \text{ л. с.}$, $n = 585 \text{ цикл/мин}$, $G_n = 540 \text{ кг}$. Графики на фиг. 84 построены по уравнениям:

Отсюда находим, что

$$D = \sqrt{\frac{\alpha T_{\kappa} g_m}{47,6 \cdot 0,785 S_{\sigma} p_a}}, \quad (109)$$

где p_a — давление в цилиндре дизеля в начале сжатия.

Уравнение (109) показывает, каким должен быть диаметр цилиндра дизеля при заданных S_{σ} , коэффициенте избытка воздуха α , обеспечивающих требуемую нагрузку компрессора, температуре продувочного воздуха и количестве топлива, подаваемого на цикл.

Гидравлические сопротивления в геометрически подобных СПГГ равны. Так, например, сопротивление клапанов определяется по уравнению

$$\Delta p = \xi \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ кг/см}^2, \quad (110)$$

где ξ — коэффициент сопротивления клапанов;

v — скорость воздуха в клапанах в м/сек;

γ — удельный вес воздуха в кг/м³;

g — ускорение силы тяжести в м/сек².

Скорость воздуха в клапанах

$$v = \frac{G_{\kappa}}{f} = k_4 \frac{D^2}{D^2} = k_4,$$

где f — приведенное проходное сечение клапанов в м².

Другими словами, сопротивление клапанов подобных СПГГ не зависит от линейных размеров. Однако в действительности с уменьшением размеров СПГГ и увеличением числа циклов коэффициент сопротивления клапанов, как уже было отмечено выше, может значительно увеличиться, обуславливая повышение сопротивления клапанов.

§ 13. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА СПГГ

Рассмотрим тепловой расчет генератора газа, выполненный в общем виде и служащий подготовкой к примерному расчету СПГГ, геометрически подобной модели GS-34.

В основу настоящего расчета положена внешняя характеристика СПГГ [$G_z = f(p_z)$], которая определяется режимом работы газовой турбины. В этом случае отпадает необходимость исследовать работу СПГГ на всем диапазоне изменения его производительности (см. фиг. 74), что позволяет не только значительно сократить объем вычислений, но и более полно проанализировать параметры рабочего процесса на минимальных мощностях установки.

1. Одним из основных параметров рабочего процесса СПГГ является давление газа за СПГГ на номинальной нагрузке p_z . Этим давлением задаются. Давление в цилиндре дизеля в начале сжатия p_a принимают равным давлению газа p_z .

При определении степени повышения давления в компрессоре Π_{κ} учитывают сопротивление впускных и выпускных клапанов.

Давление в компрессоре в конце всасывания

$$p_1 = p_0 - \Delta p_{вс} \text{ ата}, \quad (111)$$

где p_0 — давление наружного воздуха в ата;

$\Delta p_{вс}$ — сопротивление во всасывающих клапанах в ата.

Давление нагнетания

$$p_{\kappa} = p_2 + \Sigma \Delta p \text{ ата}, \quad (112)$$

где $\Sigma \Delta p$ — суммарное сопротивление воздушному потоку на пути между компрессором и турбиной.

Степень повышения давления в компрессоре

$$\Pi_{\kappa} = \frac{p_{\kappa}}{p_1}.$$

2. Температура воздуха в ресивере за компрессором определяется по уравнению политропы:

$$T_p = T_{\kappa} = (T_0 + \Delta t_{\kappa}) \Pi_{\kappa}^{\frac{m_1-1}{m_1}}, \quad (113)$$

где T_0 — абсолютная температура наружного воздуха в °К;

Δt_{κ} — подогрев воздуха при поступлении в компрессор в °С ($\Delta t_{\kappa} = 4 \div 6^{\circ}$);

m_1 — показатель политропы сжатия в компрессоре.

В случае неохлаждаемого цилиндра компрессора температура сжатого воздуха может быть определена по уравнению адиабаты:

$$T'_{\kappa} = (T_0 + \Delta t_{\kappa}) \Pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}}; \quad (114)$$

с учетом адиабатного к. п. д. компрессора

$$T_{\kappa} = \frac{T'_{\kappa} - (T_0 + \Delta t_{\kappa})}{\eta_{\kappa}} + (T_0 + \Delta t_{\kappa}). \quad (115)$$

3. Объемный коэффициент наполнения компрессора

$$\lambda = 1 - a_{\kappa} \left(\Pi_{\kappa}^{\frac{1}{m_2}} - 1 \right), \quad (116)$$

где m_2 — политропа расширения остаточного воздуха.

Относительный объем мертвого пространства компрессора

$$a_{\kappa} = \frac{C_{\kappa} + \frac{S_{\theta}}{\varepsilon_{\theta}}}{S}, \quad (117)$$

где C_{κ} — отношение объема мертвого пространства к площади поршня компрессора;

ε_{θ} — степень сжатия дизеля.

4. Количество воздуха, подаваемого компрессором за цикл,

$$g_k = 2F_k S \gamma_1 \eta_{ym} \text{ кг/цикл}, \quad (118)$$

где γ_1 — удельный вес воздуха в компрессоре в начале сжатия

$$\gamma_1 = \frac{p_1}{RT_1} \text{ кг/м}^3,$$

η_{ym} — коэффициент, учитывающий потери от утечек ($\eta_{ym} \approx 0,98$).

5. Производительность компрессора, отнесенная к 1 кг затраченного топлива, определяется из уравнения энергетического баланса (9):

$$G_k = \frac{H_u \eta_e \eta_k}{Al_k} \text{ кг/кг топлива.}$$

Отсюда общий коэффициент избытка воздуха

$$\alpha_0 = \frac{H_u \eta_e \eta_k}{Al_k L_0}.$$

Приняв $H_u = 10\,000$ ккал/кг и $L_0 = 14,3$ кг/кг, получим

$$\alpha_0 \approx 700 \frac{\eta_e \eta_k}{Al_k}, \quad (119)$$

где l_k — удельная адиабатная работа сжатия воздуха в кгм/кг.

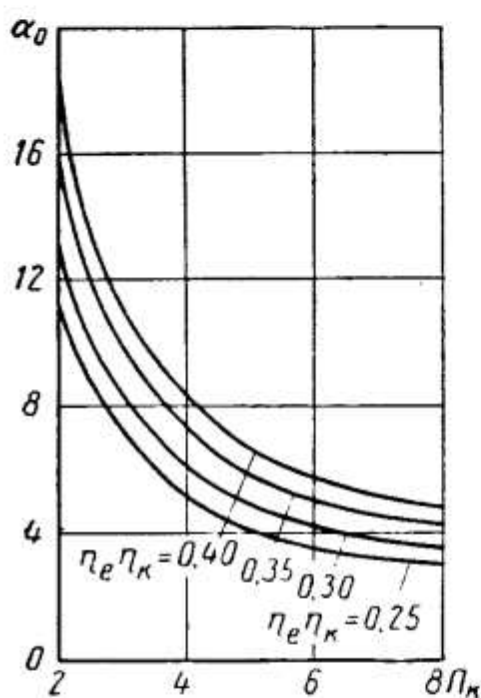
Как уже было отмечено, для рабочего процесса СПГГ характерны большие значения суммарного коэффициента избытка воздуха. Так, при изменении степени повышения давления Π_k в компрессоре СПГГ GS-34 от 2 до 8 и внешнего к. п. д. СПГГ $\eta_e \eta_k$ от 0,25 до 0,4 коэффициент α_0 колеб-

лется в пределах от 3,08 до 18,1. Для номинальных нагрузок СПГГ ($\Pi_k = 4 \div 6$; $\eta_e \eta_k = 0,3 \div 0,4$) коэффициент α_0 изменяется от 4,5 до 8,2, что также значительно превосходит избыток воздуха в обычных двухтактных дизелях (фиг. 85).

Очевидно, при работе СПГГ весь воздух, сжимаемый в компрессоре, используется в рабочем процессе его дизеля. Расходы воздуха G_k и g_k связаны соотношением

$$G_k = g_k \frac{1000}{g_m},$$

где g_m — расход топлива в г/цикл.



Фиг. 85. Общий коэффициент избытка воздуха α_0 в зависимости от нагрузки и внешнего к. п. д. СПГГ.

6. Работа компрессора за цикл в случае неохлаждаемого цилиндра определяется по уравнению

$$L_{\kappa} = \frac{k}{k-1} RT_1 \left[\Pi_{\kappa}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{\kappa}} g_{\kappa} \text{ кгм/цикл},$$

где k — показатель адиабаты (для воздуха $k = 1,4$);

η_{κ} — адиабатный к. п. д. компрессора.

Деление удельной адиабатной работы компрессора на его адиабатный к. п. д. дает, как известно, индикаторную работу.

Если при определении работы компрессора используют средний показатель политропы, полученный на основании опыта, то величина индикаторной работы за цикл

$$L_{\kappa} = \frac{m_1}{m_1-1} RT_1 \left[\Pi_{\kappa}^{\frac{m_1-1}{m_1}} - 1 \right] \frac{1}{\eta'_{\kappa}} g_{\kappa} \text{ кгм/цикл}, \quad (120)$$

В этом уравнении η'_{κ} может быть назван политропическим к. п. д. компрессора. Этот к. п. д., учитывающий потери в реальном индикаторном цикле, так же как адиабатный и изотермический к. п. д., является относительным и равен отношению работы компрессора, соответствующей среднему значению политропы сжатия m_1 , к действительной индикаторной работе компрессора.

7. Работа дизеля СПГГ за цикл может быть определена на основании уравнения энергетического баланса:

$$H_u \eta_e = \frac{Al_{\kappa} G_{\kappa}}{\eta_{\kappa}}.$$

Отсюда

$$H_u \eta_i = \frac{Al_{\kappa} G_{\kappa}}{\eta_{\kappa} \eta_m}$$

или

$$l_i = \frac{l_{i\kappa}}{\eta_m}, \quad (121)$$

где η_m — механический к. п. д. СПГГ.

8. Среднее индикаторное давление дизеля СПГГ определяется из отношения

$$p_i = \frac{L_i}{2F_{\partial} S}. \quad (122)$$

Этот параметр может быть также определен из несколько иных соотношений, но также вытекающих из условия энергетического баланса:

$$p_e = \frac{g_{\partial} l_e}{V_h} = \frac{p_{\kappa}}{RT_{\kappa}} V_h l_e, \quad (123)$$

где g_{∂} — количество воздуха за цикл, участвующее в процессе сгорания, в кг/цикл;

l_e — удельная эффективная работа дизеля в кгм/кг.

Уравнение энергетического баланса, приведенное к одному циклу, может быть написано в следующем виде:

$$\begin{aligned} \text{откуда} \quad g_0 l_e &= g_\kappa l_{i_\kappa}, \\ \frac{l_e}{l_{i_\kappa}} &= \frac{g_\kappa}{g_0} = \varphi \end{aligned}$$

или

$$l_e = l_{i_\kappa} \varphi = \frac{l_\kappa \varphi}{\eta_\kappa}, \quad (124)$$

где φ — коэффициент продувки;

g_κ — производительность компрессора в кг/цикл.

Принимая во внимание, что

$$\begin{aligned} p_\kappa &= p_0 \Pi_\kappa; \\ T_\kappa &= T_0 \Pi_\kappa^{\frac{k-1}{k}}; \\ p_e &= p_i \eta_{i,m}, \end{aligned}$$

уравнение (123) можно записать в следующем виде:

$$\frac{p_i}{p_0} = \frac{k}{k-1} \frac{\varphi \Pi_\kappa}{\eta_\kappa \eta_{i,m}} \left(1 - \frac{1}{\Pi_\kappa^{\frac{k-1}{k}}} \right) V_h. \quad (125)$$

Это уравнение связывает среднее индикаторное давление дизеля СПГГ с нагрузкой СПГГ (Π_κ), коэффициентом продувки φ и коэффициентами η_κ и $\eta_{i,m}$.

9. Использование уравнения теплового баланса и полуэмпирических зависимостей для определения температуры генерируемого газа и индикаторного к. п. д. СПГГ позволяет не делать теплового расчета дизеля по обычному методу Гриневецкого — Мазинга или прибегнуть к нему лишь как к средству дополнительной проверки полученных результатов.

Индикаторный к. п. д. дизеля с достаточной точностью может быть определен по уравнению (23), приведенному в работах А. И. Толстова:

$$\eta_i' = \eta_{i_0} \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{m-1}}}{1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{m-1}}},$$

где ε_0 и η_{i_0} — степень сжатия и индикаторный к. п. д. по опытным данным;

m — показатель степени, равный для дизелей со струйным смесеобразованием $m = 1,20 \div 1,22$.

При $\varepsilon_0 = 17,4$ индикаторный к. п. д. дизеля $\eta_{i_0} = 0,48$. Подставив эти величины в уравнение (23), получим

$$\eta_i = 1,065 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,21}} \right). \quad (126)$$

10. Определив индикаторный к. п. д. дизеля, можно рассчитать расход топлива и коэффициенты избытка воздуха.

Расход топлива за цикл

$$g_m = \frac{AL_i \cdot 1000}{\eta_i H_u} \text{ г/цикл.} \quad (127)$$

Секундный расход топлива

$$g'_m = \frac{g_m n}{60} \text{ г/сек.} \quad (128)$$

Коэффициент продувки

$$\varphi = \frac{G_\kappa}{G_\partial}. \quad (129)$$

Суммарный коэффициент избытка воздуха

$$\alpha_0 = \alpha \varphi.$$

Полученное значение α_0 должно служить проверкой для величины, рассчитанной по формуле (119).

11. Начальными параметрами рабочего процесса дизеля СПГГ могут быть приняты температура и давление воздуха за компрессором.

Температура и давление в конце сжатия в компрессоре равны:

$$\begin{aligned} T_c &= T_a \varepsilon_\partial^{m_1 - 1}; \\ p_c &= p_a \varepsilon_\partial^{m_1}. \end{aligned}$$

При заданном давлении в конце сжатия степень сжатия двигателя

$$\varepsilon_\partial = \left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{1}{m_1}},$$

где m_1 — показатель политропы сжатия.

Показатель m_1 может быть выбран на основании опытных данных или методом последовательного приближения по формуле

$$\frac{1,985}{m_1 - 1} = a'_V + b' T_a (1 + \varepsilon_\partial^{m_1 - 1}), \quad (130)$$

где a'_V и b' — коэффициенты средней молекулярной теплоемкости воздуха.

12. Давление сгорания определяется соответственно выбранной степени повышения давления λ :

$$p_z = p_c \lambda \text{ ата.} \quad (131)$$

Величина λ находится в сложной зависимости от физико-химических свойств и процесса сгорания топлива, предварения впрыска, параметров воздуха в конце сжатия, коэффициента избытка воздуха и других величин. В расчетах СПГГ λ принимается равной 1,4—1,6.

13. Температура газа за СПГГ определяется на основании уравнения теплового баланса (18)

$$t_z = \frac{H_u(1 - q_n)}{c_{pm}(G_k + 1)} + t_0$$

или

$$t_z = \frac{H_u \eta_z}{c_{pm}(G_k + 1)} + t_0.$$

Последнее уравнение, если отнести расход воздуха и топлива к одному циклу, приобретает такой вид:

$$t_z = \frac{H_u g_m \eta_z}{c_{pm}(g_k + g_m)} + t_0. \quad (132)$$

14. Производительность генератора газа

$$G_z = \frac{(g_k + g_m) n}{60} \text{ кг/сек.} \quad (133)$$

Удельная адиабатная работа расширения

$$l_m = \frac{k}{k-1} RT_z \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_z} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ кгм/кг.}$$

Адиабатная мощность СПГГ

$$N_s = \frac{G_z l_m}{75} \text{ л. с.} \quad (134)$$

или

$$N_s = 5,69 c_{pm} G_z T_z \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_z} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ л. с.} \quad (135)$$

При решении уравнений (134) и (135) нужно учитывать зависимость показателя адиабаты k от температуры:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = 1 + \frac{1,985}{a_v + 2bT}. \quad (136)$$

15. Адиабатный к. п. д. СПГГ

$$\eta_s = \frac{G_z l_m}{G_m H_u} \quad (137)$$

или

$$\eta_s = \frac{632,3 N_s}{3600 \cdot G_m H_u}. \quad (138)$$

Удельный расход топлива

$$g_s = \frac{632,3 \cdot 10^3}{\gamma_s H_u} \text{ г/л. с. ч.} \quad (139)$$

К. п. д. установки

$$\eta_v = \eta_s \eta_m \quad (140)$$

§ 14. ПРИМЕРНЫЙ РАСЧЕТ СПГГ НА НОМИНАЛЬНОЙ НАГРУЗКЕ

Рассмотрим пример расчета СПГГ мощностью $N_s = 520 \text{ л. с.}$

а) Исходные параметры рабочего процесса

Принимаем следующие значения величин, входящих в расчетные формулы:

давление газа за СПГГ $p_z = 4,2 \text{ ата}$;

показатель политропы сжатия в компрессоре $m_1 = 1,39$;

показатель политропы расширения в компрессоре $m_2 = 1,32$;

показатель политропы сжатия в дизеле $m_1 = 1,35$;

показатель политропы расширения в дизеле $m_2 = 1,25$;

степень повышения давления в дизеле $\lambda = 1,5$;

степень сжатия дизеля $\epsilon_d = 9$;

среднее давление механических потерь $p_{mp} = 1,6 \text{ ата}$;

доля потерь тепла с охлаждением $q_n = 0,2$;

потери давления во всасывающих клапанах $\Delta p_k = 0,06 \div \div 0,1 \text{ кг/см}^2$;

суммарные потери давления $\Sigma \Delta p = 0,8 \div 1 \text{ ата}$;

низшая теплотворная способность топлива $H_u = 10\,000 \text{ ккал/кг}$;

механический к. п. д. СПГГ $\eta_m = 0,88 \div 0,9$;

внутренний (политропический) к. п. д. компрессора $\eta'_k = 0,7 \div \div 0,9$;

температура окружающей среды $t_0 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$;

давление окружающей среды $p_0 = 1 \text{ ата}$.

б) Необходимые данные, полученные в результате анализа конструкций СПГГ

Постоянная компрессора (объем мертвого пространства, приведенный к площади поршня компрессора) $C_k = 10 \text{ мм}$.

Постоянная буфера (объем, размещенный в крышке и поршне буфера, приведенный к площади поршня) $\Delta S_\sigma = 190 \text{ мм}$.

Объем продувочного ресивера $V_p = 0,28 \text{ м}^3$.

Суммарная ширина продувочных окон $B_n = 325 \text{ мм}$.

Суммарная ширина выпускных окон $B_g = 325 \text{ мм}$.

Расстояние внутренней кромки продувочных окон от плоскости, проходящей через центр камеры сгорания дизеля перпендикулярно оси его цилиндра, $S_n = 200 \text{ мм}$.

Расстояние внутренней кромки выпускных окон от той же плоскости $S_b = 170$ мм.

Высота половины камеры сгорания $S_c = 19$ мм.

Выбор объема продувочного ресивера V_p во многом определяет гидравлические потери СПГГ. С увеличением отношения $\frac{V_p}{V_k}$, где V_k — рабочий объем компрессора, коэффициент гидравлических потерь γ растет. В построенных моделях СПГГ отношение $\frac{V_p}{V_k} \approx 5$.

в) Определение основных размеров СПГГ

Принимаем для рассчитываемого СПГГ конструктивную схему модели GS-34. Основные параметры геометрически подобного СПГГ, принятого за образец:

адиабатная мощность $N_{s_0} = 1250$ л. с.;

диаметр цилиндра дизеля $D_0 = 340$ мм;

диаметр цилиндра компрессора $D_{k_0} = 900$ мм;

ход блока поршней $S_0 = 450$ мм;

число циклов в минуту $n_0 = 596$;

вес блока поршней $G_{n_0} = 540$ кг.

На основании соотношений, существующих между геометрически подобными СПГГ, для рассчитываемого СПГГ находим: диаметр цилиндра дизеля (104)

$$D = D_0 \sqrt{\frac{N_s}{N_{s_0}}} = 340 \sqrt{\frac{520}{1250}} \approx 220 \text{ мм};$$

диаметр цилиндра компрессора

$$D_k = \sqrt{\frac{a}{0,785} F_\partial \frac{\lambda'_0}{\lambda_0}} \approx 580 \text{ мм}.$$

Здесь $a = \frac{F_k}{F_\partial}$ (для GS-34 $a \approx 7$).

Ход блока поршней

$$S = S_0 \frac{D}{D_0} = 450 \frac{220}{340} = 290 \text{ мм}.$$

Число циклов в минуту определяется по формуле (99) ориентировочно

$$n = n_0 \frac{D_0}{D} = 596 \frac{340}{220} \approx 922 \text{ цикл/мин}.$$

Вес одного блока поршней (106)

$$G_n = G_{n_0} \left(\frac{D}{D_0}\right)^3 = 540 \left(\frac{220}{340}\right)^3 = 146 \text{ кг}.$$

г) Расчет рабочего процесса СПГГ

1. Давление в компрессоре в конце всасывания

$$p_1 = p_0 - \Delta p_k = 1,0 - 0,1 = 0,9 \text{ кг/см}^2.$$

2. Давление нагнетания в компрессоре

$$p_k = p_2 + \Sigma \Delta p = 4,2 + 0,8 = 5 \text{ ата.}$$

3. Степень повышения давления в компрессоре

$$\Pi_k = \frac{p_k}{p_1} = \frac{5}{0,9} = 5,56.$$

4. Давление в дизеле в начале сжатия принимаем равным давлению газа за СПГГ:

$$p_a = p_2 = 4,2 \text{ ата.}$$

5. Температура воздуха за компрессором (в продувочном ресивере)

$$T_p = (T_0 + \Delta t) \Pi_k^{\frac{m_1-1}{m_2}} = (288 + 5) \cdot 5,56^{\frac{1,39-1}{1,39}} = 475 \text{ }^\circ\text{К.}$$

6. Относительный объем мертвого пространства компрессора по выражению (117)

$$a_k = \frac{C_k + \frac{S_\theta}{\varepsilon}}{S} = \frac{10 + \frac{170}{9}}{290} = 0,0996.$$

7. Объемный коэффициент наполнения компрессора по выражению (116)

$$\lambda = 1 - a_k \left(\Pi_k^{\frac{1}{m_2}} - 1 \right) = 1 - 0,0996 \left(5,56^{\frac{1}{1,32}} - 1 \right) = 0,7345.$$

8. Удельный вес воздуха в компрессоре в начале сжатия

$$\gamma_{0к} = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{0,9 \cdot 10^4}{29,27 \cdot 293} = 1,05 \text{ кг/м}^3.$$

9. Количество воздуха, подаваемого компрессором за цикл по выражению (118),

$$g_k = 2 \gamma_{0а} \lambda F_k S \eta_{ym} = 2 \cdot 1,05 \cdot 0,7345 \cdot 0,785 \times \\ \times (0,58^2 - 0,22^2) \cdot 0,29 \cdot 0,98 = 0,0991 \text{ кг/цикл.}$$

10. Работа компрессора за цикл по выражению (120)

$$L_k = \frac{m_1}{m_1 - 1} RT_1 \left(\Pi_k^{\frac{m_1-1}{m_1}} - 1 \right) \frac{g_k}{\eta_k} = \frac{1,39}{0,39} \cdot 29,27 \cdot 293 \times \\ \times \left(5,56^{\frac{1,39-1}{1,39}} - 1 \right) \frac{0,0991}{0,9} = 2070 \text{ кгм/цикл.}$$

11. Работа дизеля за цикл

$$L_i = \frac{L_k}{\eta_m} = \frac{2070}{0,9} = 2300 \text{ кгм/цикл.}$$

12. Доля потерянного хода поршня

$$\psi = 1 - \frac{S_a (\varepsilon - 1)}{S \varepsilon} = 1 - \frac{170}{290} \frac{(9 - 1)}{9} = 0,479.$$

13. Среднее индикаторное давление дизеля по выражению (122)

$$p_i = \frac{L_i}{2F_{\partial} S} = \frac{2300}{2 \cdot 380 \cdot 29} = 10,45 \text{ кг/см}^2.$$

14. Индикаторный к. п. д. дизеля по уравнению (126)

$$\eta_i = k_0 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{m-1}} \right) = 1,065 \left(1 - \frac{1}{9^{0,21}} \right) = 0,394.$$

15. Расход топлива на цикл по уравнению (127)

$$g_m = \frac{AL_i \cdot 1000}{\eta_i H_u} = \frac{2300 \cdot 1000}{0,394 \cdot 427 \cdot 10\,000} = 1,367 \text{ г/цикл.}$$

16. Секундный расход топлива по уравнению (128)

$$g'_m = \frac{g_m n}{60} = \frac{1,367 \cdot 922}{60} = 21 \text{ г/сек.}$$

17. Коэффициент избытка воздуха в дизеле

$$\alpha = 47,6 \frac{p_a S_a F_{\partial} (1 - \gamma_2)}{g_m T_p \cdot 10^{-3}} = 47,6 \frac{4,2 \cdot 0,17 \cdot 0,785 \cdot 0,22^2 (1 - 0,03)}{473 \cdot 1,367 \cdot 10^{-3}} = 1,937.$$

18. Коэффициент продувки

$$\varphi = \frac{g_{\kappa}}{g_{\partial}} = \frac{2F_{\kappa} S \lambda \gamma_1 \eta_{gm}}{2F_{\partial} S_a \gamma_a} = \frac{2 \cdot 2260 \cdot 0,29 \cdot 0,7345 \cdot 1,05 \cdot 0,98}{2 \cdot 380 \cdot 0,17 \cdot 3,03} = 2,53.$$

19. Суммарный коэффициент избытка воздуха

$$\alpha_0 = \alpha \varphi = 1,937 \cdot 2,53 = 4,9.$$

20. Давление в дизеле в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 4,2 \cdot 9^{1,35} = 82 \text{ ага.}$$

21. Давление сгорания (132)

$$p_z = p_c \lambda = 82 \cdot 1,5 = 123 \text{ ага.}$$

22. Температура воздуха в дизеле в конце сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{m_1 - 1} = 473 \cdot 9^{0,35} = 1024 \text{ }^\circ\text{К.}$$

23. Средняя теплоемкость газа за СПГГ может быть определена по формуле

$$\begin{aligned} c_{p_m} &= \frac{c_p''}{\mu} = \frac{6,876 + (\alpha_0 - 1) 6,586}{\mu \alpha_0} + \frac{86 + (\alpha_0 - 1) 60}{\mu \alpha_0 \cdot 10^5} T_2 = \\ &= \frac{6,876 + (4,9 - 1) 6,586}{28,95 \cdot 4,9} + \frac{86 + (4,9 - 1) 60}{28,95 \cdot 4,9 \cdot 10^5} T_2 = \\ &= 0,2295 + 0,00002256 T_2 = 0,246. \end{aligned}$$

24. Температура газа за СПГГ по уравнению (132)

$$t_z = \frac{H_u g_m (1 - q_n)}{c_{p_m} (g_k + g_m) \cdot 1000} + t_0 = \frac{10^4 \cdot 0,001367 (1 - 0,2)}{0,246 \cdot 0,100467} + 15 = 459^\circ \text{C}.$$

Последнее уравнение решается методом последовательного приближения $T_z = 732^\circ \text{K}$.

25. Подача газа в секунду по уравнению (133)

$$G_z = \frac{(g_k + g_m) n}{60} = \frac{0,100467 \cdot 922}{60} = 1,544 \text{ кг/сек.}$$

26. Удельная адиабатная работа расширения

$$l_m = \frac{k}{k-1} RT_z \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_z} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ кгм/кг.}$$

Определим значение показателя адиабаты, используя приближенную формулу для двухатомных газов:

$$k \approx 1,4 - 0,00005t = 1,4 - 0,00005 \cdot 459 = 1,37;$$

$$l_m = \frac{1,37}{1,37-1} 29,3 \cdot 732 \left[1 - \left(\frac{1,033}{4,2} \right)^{\frac{1,37-1}{1,37}} \right] = 25\,000 \text{ кгм/кг.}$$

27. Адиабатная мощность СПГГ

$$N_s = \frac{G_z l_m}{75} = \frac{1,544 \cdot 25\,000}{75} = 515 \text{ л. с.}$$

28. Адиабатный к. п. д. установки

$$\eta_{is} = \frac{632,3 \cdot N_s}{3600 \cdot G_m H_u \cdot 10^{-3}} = \frac{632,3 \cdot 515}{3,6 \cdot 21 \cdot 10\,000} = 0,43.$$

29. Удельный расход топлива на 1 л. с. ч.

$$g_s = \frac{632,3}{\eta_{is} H_u} = \frac{632,3 \cdot 1000}{0,43 \cdot 10\,000} = 147 \text{ г/л. с. ч.}$$

д) Определение числа циклов

В начале примерного расчета СПГГ найдено возможное число циклов рассчитываемого генератора газа, равное $n = 922$ в минуту.

В дальнейшем для проверки расчетов на номинальной мощности и определения числа циклов на частичных нагрузках будут использованы критерии подобия рабочих режимов СПГГ, связывающие число циклов с основными параметрами его теплового процесса

$$\left(\frac{GT_z}{np_z}, \frac{Gn}{T_z}, \frac{n}{T_z} \right).$$

В дополнение к этим способам оценки числа циклов вновь проектируемого СПГГ будет приведен приближенный аналитический расчет, основанный на определении результирующей сил, действующих на блок поршней в крайних положениях.

Для СПГГ, построенного по конструктивной схеме GS-34, результирующие сил для прямого и обратного ходов блока поршней определяются по уравнениям (37) и (38).

Величины ΣR входят в формулы, служащие для определения времени прямого и обратного ходов блока поршней:

$$\tau_1 = \sqrt{\frac{G_{mn}S}{\Sigma R_1}} \text{ и } \tau_2 = \sqrt{\frac{G_{mn}S}{\Sigma R_2}}.$$

Переходим к определению результирующих сил.

1. Расстояние блока поршней от центра камеры сгорания дизеля СПГГ при положении в н. м. т.

$$S_{н.м.т} = S_c + S = 19 + 290 = 309.$$

2. Работа сжатия в дизеле — по политропе ac (обратный ход блока поршней)

$$L_{a.c} = \frac{p_c V_c - p_a V_a}{m_1 - 1} = p_a V_a \frac{\varepsilon_{\partial}^{m_1 - 1}}{m_1 - 1}.$$

Объем в начале сжатия

$$V_a = V_h + V_c = F_{\partial} S_{\partial}.$$

Отсюда

$$L_{ac} = p_a F_{\partial} \left[\frac{S_{\partial} (\varepsilon_{\partial}^{m_1 - 1} - 1)}{m_1 - 1} \right].$$

Работа в период прохождения поршня на участке выпускных окон

$$p_a F_{\partial} (S_{н.м.т} - S_{\partial}).$$

Полная работа сжатия в дизеле

$$\begin{aligned} L_{\partial_2} &= p_a F_{\partial} \left\{ \left[\frac{S_{\partial} (\varepsilon_{\partial}^{m_1 - 1} - 1)}{m_1 - 1} \right] + S_{н.м.т} - S_{\partial} \right\} = \\ &= 4,2 \cdot 380 \left\{ \left[\frac{0,17 (9^{0,35} - 1)}{1,35 - 1} \right] + 0,309 - 0,17 \right\} = 1125 \text{ кгм.} \end{aligned}$$

3. Работа сжатия в компрессоре

$$\begin{aligned} L_{\kappa_2} &= p_0 F_{\kappa} S [A_{\kappa} + 1 - a_{\kappa} (\Pi_{\kappa} - A_{\kappa} - 1)] = 0,9 \cdot 2200 \cdot 29,0 \times \\ &\times [2,19 + 1 - 0,0996 (5,56 - 2,19 - 1)] = 1740 \text{ кгм,} \end{aligned}$$

где A_{κ} — так называемый коэффициент работы сжатия;

$$A_{\kappa} = \frac{m_1}{m_1 - 1} \left(\Pi_{\kappa}^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right) = \frac{1,39}{1,39 - 1} \left(5,56^{\frac{1,39 - 1}{1,39}} - 1 \right) = 2,19.$$

4. Работа трения

$$L_{mp_2} = p_{mp} F_{\delta} S \delta = 1,6 \cdot 380 \cdot 0,29 \cdot 0,4 = 70,7 \text{ кгм},$$

где δ — доля механических потерь, приходящихся на обратный ход блока поршней.

5. Работа расширения в буфере

$$L_{\delta_2} = L_{\delta_2} + L_{\kappa_2} + L_{mp_2} = 1125 + 1740 + 71 = 2936 \text{ кгм}.$$

6. Среднее давление в буфере

$$p_{cp} = \frac{L_{\delta_2}}{F_{\delta} S} = \frac{2936}{2640 \cdot 0,29} = 3,86 \text{ кг/см}^2.$$

7. Степень сжатия в буфере

$$\varepsilon_{\delta} = \frac{S + S_{м.б}}{S_{м.б}} = \frac{290 + 245}{245} = 2,18,$$

где $S_{м.б}$ — линейная величина мертвого пространства, отнесенного к площади поршня буфера.

8. Начальное давление в полости буфера может быть определено из уравнения работы расширения в буферной полости:

$$L_{\delta_2} = \frac{1}{m_1 - 1} p_{\delta_1} V_{\delta} (\varepsilon_{\delta}^{m_1 - 1} - 1), \text{ где } V_{\delta} = F_{\delta} (S + S_{м.б}).$$

Отсюда

$$\begin{aligned} p_{\delta_1} &= \frac{L_{\delta_2} (m_1 - 1)}{F_{\delta} (S + S_{м.б}) (\varepsilon_{\delta}^{m_1 - 1} - 1)} = \\ &= \frac{2936 (1,39 - 1)}{2640 (0,290 + 0,245) (2,18^{0,39} - 1)} = 2,28 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

9. Давление в буфере в начале расширения

$$p_{\delta_2} = p_{\delta_1} \varepsilon_{\delta}^{m_1} = 2,28 \cdot 2,18^{1,39} = 6,75 \text{ кг/см}^2.$$

10. Силы трения в крайних положениях поршней

$$R_{mp} = \mu_m \pi D b (Z p_y + p_z) \text{ кг},$$

где μ_m — коэффициент трения; $\mu_m = 0,16$;

D — диаметр цилиндра;

b — высота поршневого кольца ($b_{\delta} = 8 \text{ мм}$; $b_{\kappa} = 10 \text{ мм}$);

Z — число колец на поршнях дизеля и компрессора ($Z_{\delta} = 8$; $Z_{\kappa} = 2$);

p_y — удельное радиальное давление кольца от сил упругости ($p_{y,\delta} = 1 \text{ ата}$; $p_{y,\kappa} = 0,6 \text{ ата}$);

p_z — давление газов в цилиндре.

Индексы δ и κ означают двигатель и компрессор.

а) Сила трения в н. м. т.

$$R_{тр.н} = \mu_m \pi D b_{\partial} (Z_{\partial} \rho_{y_{\partial}} + p_a) + \mu_m \pi D_{\kappa} b_{\kappa} (Z_{\kappa} \rho_{y_{\kappa}} + p_{\delta_z}) = \\ = 0,16\pi \cdot 22 \cdot 0,8 (8 \cdot 1,0 + 4,2) + 0,16 \cdot \pi \cdot 58 \cdot 1,0 (2 \cdot 0,6 + 6,75) = \\ = 108 + 232 = 340 \text{ кг.}$$

б) Сила трения в в. м. т.

$$R_{тр.в} = \mu_m \pi D b_{\partial} (Z_{\partial} \rho_{y_{\partial}} + p_z) + \mu_m \pi D_{\kappa} b_{\kappa} (Z_{\kappa} \rho_{y_{\kappa}} + p_{\kappa}) = 0,16 \cdot \pi \cdot 22 \cdot 0,8 \times \\ \times (8 \cdot 1,0 + 123) + 0,16 \cdot \pi \cdot 58 \cdot 1,0 (2 \cdot 0,6 + 5) = 1341 \text{ кг.}$$

11. Движущая сила:

а) в н. м. т.

$$R_{н.м.т} = p_{\delta_z} F_{\delta} - p_a F_{\partial} - p_0 F_{\kappa} - R_{тр.н} = 6,75 \cdot 2640 - 4,2 \cdot 380 - \\ - 0,9 \cdot 2260 - 340 = 17\,800 - 1595 - 2035 - 340 = 13\,830 \text{ кг.}$$

б) в в. м. т.

$$R_{в.м.т} = p_z F_{\partial} + p_{\kappa} F_{\kappa} - p_{\delta_1} F_{\delta} - R_{тр.в} = 123 \cdot 380 + \\ + 5 \cdot 2260 - 2,28 \cdot 2640 - 1341 = 50\,639 \text{ кг.}$$

12. Число циклов

$$n = \frac{60}{V \sqrt{6mS} \left(\frac{1}{\sqrt{R_{в.м.т}}} + \frac{1}{\sqrt{R_{н.м.т}}} \right)},$$

где m — масса блока поршней;

$$m = \frac{G_n}{g} = \frac{146}{9,81} = 14,9 \text{ кгсек}^2/\text{м.}$$

$$n = \frac{60}{V \sqrt{6 \cdot 14,9 \cdot 0,29} \left(\frac{1}{\sqrt{50\,639}} + \frac{1}{\sqrt{13\,830}} \right)} = \\ = \frac{60}{5,08 \left(\frac{1}{224,5} + \frac{1}{117,5} \right)} = 913 \text{ цикл/мин.}$$

13. Поправочный коэффициент на число циклов по сравнению с результатом предварительного расчета

$$\xi = \frac{913}{922} \approx 0,99.$$

е) Расчет гидравлических потерь СПГГ

Гидравлические потери СПГГ определяются графо-аналитически, путем последовательного расчета сопротивлений на всех основных этапах газового потока. При этом предполагается, что газовый поток через распределительные окна дизеля СПГГ на

каждом расчетном участке хода блока поршней движется с постоянной скоростью. Это допущение в значительной степени оправдывается характером работы газовой турбины.

Определение конструктивных параметров клапанов (в основу проверочного расчета положены данные автоматического прямооточного клапана НИИХИММАШа).

1. Площадь сечения на входе в клапан

$$F_c = zab = 114 \cdot 0,45 \cdot 0,45 = 23,1 \text{ см}^2,$$

где $Z = 114$ — количество пазов ячеек в одном клапане;

$a = 4,5$ мм — ширина ячейки седла клапана;

$b = 4,5$ мм — глубина ячейки седла клапана.

2. Площадь проходного сечения для воздуха в щели

$$F_{щ} = hl = 0,26 \cdot 76,4 = 19,8 \text{ см}^2,$$

где $h = 2,6$ мм — высота щели (подъем пластины у ее свободного конца);

$l = 764$ мм — суммарная длина щели.

3. Эквивалентная площадь клапана

$$\Phi_{кл} = F_{щ} \alpha = 19,8 \cdot 0,98 = 19,4 \text{ см}^2,$$

где α — коэффициент расхода, принятый для данной конструкции клапанов.

4. В относительную величину мертвого пространства компрессора входит мертвое пространство для нагнетательного клапана

$$V_{кл.н} = V_{я} z + V_{к},$$

где $V_{я}$ — объем ячейки клапана;

$V_{к}$ — объем кольца.

5. Мертвое пространство впускного клапана

$$V_{кл.в} = V_{вл} l + 0,785 D_k^2 h,$$

где $V_{вл} = 0,75 \text{ см}^3$ — объем скоса ячейки клапана;

D_k — диаметр кольца клапана.

Определение гидравлических потерь во впускных клапанах.

1. Площадь проходного сечения всех клапанов

$$\Phi_0 = \Phi_{кл} n = 19,4 \cdot 12 = 233 \text{ см}^2,$$

где $n = 12$ — число впускных клапанов.

2. Для определения средней скорости воздуха эюру скоростей движения поршневых групп разбиваем по ходу всасывания на 7 участков.

Результаты подсчета скорости блока поршней на каждом из участков приведены в табл. 30.

Таблица 30

№ участка	1	2	3	4	5	6	7
v в м/сек	4,8	7,6	9,5	10,9	11,7	12,2	12,3

3. Средняя скорость воздуха в клапанах на каждом участке

$$v_{cp} = v \frac{F_{\kappa}}{\Phi_0}.$$

$$\Sigma v_{cp}^2 = 68\,990 \text{ м}^2/\text{сек}^2.$$

Таблица 31

№ участка	1	2	3	4	5	6	7
v_{cp} в м/сек	46,7	74,1	92,6	106,2	114,0	118,9	119,8
v_{cp}^2 в м ² /сек ²	2180	5490	8560	11 280	13 000	14 100	14 380

4. Удельный вес воздуха, всасываемого при $t = 15^\circ\text{C}$,

$$\gamma = 1,22 \text{ кг/м}^3.$$

Среднее сопротивление впускных клапанов, полностью открытых во время всасывания

$$\Delta p_0 = \frac{\Sigma v_{cp}^2 \gamma}{2g \cdot 10^4 \cdot i} = \frac{68\,990 \cdot 1,22}{2 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 7} = 0,0613 \text{ кг/см}^2,$$

где i — число участков.

5. Среднее падение давления с учетом его увеличения вследствие повышенного сопротивления во время открытия и закрытия клапанов

$$\Delta p'_{вс} = \Delta p_0 \varphi = 0,0613 \cdot 1,1 = 0,0675 \text{ ата},$$

где φ — коэффициент, учитывающий увеличение сопротивления.

Определение гидравлических потерь в нагнетательных клапанах. 1. Площадь проходного сечения всех нагнетательных клапанов

$$\Phi_{\kappa} = \Phi_{\kappa,д} n = 19,4 \cdot 8 = 155 \text{ см}^2,$$

где $n = 8$ — число нагнетательных клапанов.

Таблица 32

№ участка	1	2	3	4	5	6	7	8
v в м/сек	4,1	6,0	7,2	8,0	8,6	9,1	9,6	10,0

2. Для определения среднего падения давления при нагнетании разбиваем ход нагнетания на эюре скоростей поршневых групп на восемь равных участков. Результаты подсчета средней скорости блока поршней на каждом участке приведены в табл. 32.

3. Средняя скорость воздуха в клапанах на участках

$$v_{cp} = v \frac{F_{\kappa}}{\Phi_{\kappa}} \text{ (табл. 33).}$$

$$\Sigma v_{cp}^2 = 109\,510 \text{ м}^2/\text{сек}^2.$$

№ участка	1	2	3	4	5	6	7	8
v_{cp} в м/сек	59,7	87,3	104,7	116,3	125,0	132,3	139,5	145,5
v_{cp}^2 в м ² /сек ²	3560	7630	10 950	13 520	15 650	17 500	19 500	21 200

4. Удельный вес нагнетаемого воздуха принимаем постоянным:

$$\gamma = \frac{p_k \cdot 10^4}{RT_k} = \frac{5 \cdot 10^4}{29,3 \cdot 475} = 3,60 \text{ кг/м}^3.$$

5. Среднее падение давления в нагнетательных клапанах

$$\Delta p_0 = \frac{\Sigma v_{cp}^2 \gamma}{2g \cdot 10^4 \cdot i} = \frac{109 510 \cdot 3,61}{2 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 8} = 0,252 \text{ кг/см}^2.$$

6. Среднее падение давления с учетом его увеличения вследствие открытия и закрытия клапанов

$$\Delta p_k = \Delta p_0 \varphi = 0,252 \cdot 1,1 = 0,277 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное сопротивление клапанов

$$\Delta p_{ка} = 0,0675 + 0,277 = 0,3445 \text{ кг/см}^2.$$

Определение повышения давления в ресивере. В СПГГ, построенных по конструктивной схеме модели GS-34, процессы нагнетания в цилиндрах компрессоров и продувки цилиндра дизеля не совпадают во времени. Вследствие этого при поступлении воздуха из компрессоров в продувочный ресивер давление в нем повышается. Точное определение характера повышения этого давления требует решения термодинамической задачи о наполнении газом резервуара конечного объема. Однако давление в ресивере может быть оценено и более простым способом.

Количество воздуха, оставшееся в ресивере после окончания продувки,

$$g_{ост} = \frac{p_s V_p}{RT_k} \text{ кг},$$

где p_s' — давление в ресивере после окончания продувки;

V_p — объем ресивера.

Количество воздуха, поданное в ресивер компрессорами за 1 цикл,

$$g_k = 2 \cdot i_{ор} \cdot F_k \cdot S \eta_{ум};$$

$$(g_{ост} + g_k) = \frac{p_s V_p}{RT_k},$$

где p_s — максимальное давление в ресивере.

Отсюда

$$\Delta p_p = p_s - p'_s = g_k \frac{RT_k}{V_p},$$

т. е. повышение давления пропорционально подаче воздуха за цикл и обратно пропорционально объему ресивера:

$$\Delta p_p = 0,0991 \frac{29,27 \cdot 475}{10^4 \cdot 0,28} = 0,492 \text{ кг/см}^2.$$

Для определения гидравлических потерь во время продувки строят диаграмму время-сечения. Ее достаточно разбить на равные части и для каждого элемента диаграммы рассчитать среднюю скорость газа. Движение потока при этом принимается равномерным.

1. Гидравлические потери в выпускных окнах.

Плотность газа при выпуске

$$\gamma_{\text{вып}} = \frac{p_z \cdot 10^4}{RT_z} = \frac{4,2 \cdot 10^4}{29,27 \cdot 732} = 1,96 \text{ кг/м}^3.$$

Объем газа за цикл

$$V_{\text{вып}} = \frac{g_k + g_m}{\gamma_{\text{вып}}} = \frac{0,0991 + 0,001367}{1,96} = 0,0513 \text{ м}^3/\text{цикл}.$$

В последнем выражении параметры p_z , T_z не соответствуют условиям, устанавливающимся в сечении выпускных окон. Однако при осредненных расчетах эти отклонения вполне допустимы.

Объем газа, проходящий через участок за цикл:

$$\Delta V_{\text{вып}} = \frac{V_{\text{вып}}}{i} = \frac{0,0513}{10} = 0,00513 \text{ м}^3/\text{цикл},$$

где i — количество участков диаграммы.

Средняя скорость газа в окнах на каждом участке определяется из соотношения

$$v_{\text{ср}} = \frac{\Delta V}{A_i}.$$

где A_i — время-сечение участка.

Сумма квадратов средних скоростей газа, подсчитанных для каждого участка диаграммы, равна

$$\Sigma v_{\text{ср}}^2 = 72\,740 \text{ м}^2/\text{сек}^2.$$

Отсюда

$$\Delta p_{\text{вып}} = \frac{\Sigma v_{\text{ср}}^2 \gamma_{\text{вып}}}{2g \cdot 10^4 \cdot i} = \frac{72\,740 \cdot 1,96}{2 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 10} = 0,072 \text{ кг/см}^2.$$

2. Гидравлические потери в продувочных окнах.

Плотность воздуха при продувке

$$\gamma_{\text{пр}} = \frac{p_{\text{ср}} \cdot 10^4}{RT_k} = \frac{4,354 \cdot 10^4}{29,27 \cdot 475} = 3,15 \text{ кг/м}^3,$$

где

$$p_p = p_k - \Delta p_k;$$
$$p_{cp} = \frac{p_p + p_z}{2} = \frac{(5 - 0,277) + 4,2}{2} = 4,46 \text{ ата.}$$

Расход воздуха за цикл

$$V_{np} = \frac{g_k}{\gamma_{np}} = \frac{0,0991}{3,15} = 0,0315 \text{ м}^3/\text{цикл};$$
$$\Delta V_{np} = \frac{V_{np}}{i} = \frac{0,0315}{10} = 0,00315 \text{ м}^3/\text{цикл на участке.}$$

Средняя скорость воздуха в продувочных окнах на каждом участке диаграммы определится из отношения

$$v_{cp} = \frac{\Delta V_{np}}{A_i}.$$

Из графо-аналитического расчета найдена сумма квадратов средних скоростей

$$\Sigma v_{cp}^2 = 94136 \text{ м}^2/\text{сек}^2.$$

Отсюда

$$\Delta p_{np} = \frac{\Sigma v_{cp}^2 \gamma_{np}}{2g \cdot 10^4 \cdot i} = \frac{94136 \cdot 3,15}{2 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 10} = 0,151 \text{ кг/см}^2.$$

3. Суммарные гидравлические потери в выпускных и продувочных окнах

$$\Delta p_{ок} = \Delta p_{вып} + \Delta p_{np} = 0,072 + 0,151 = 0,223 \text{ кг/см}^2.$$

4. Суммарные гидравлические потери СПГГ

$$\Sigma \Delta p = \Delta p_{кл} + \Delta p_p + \Delta p_{ок} = 0,277 + 0,5 \cdot 0,492 + 0,223 = 0,746 \text{ кг/см}^2.$$

В расчете принимается, что повышение давления в ресивере частично используется при продувке.

§ 15. РАСЧЕТ СПГГ НА ЧАСТИЧНОЙ НАГРУЗКЕ

1. Исходным условием для расчета принято, что СПГГ работает на постоянное эквивалентное отверстие. Принимаем также, что в диапазоне нагрузок 100—65% суммарные гидравлические потери СПГГ остаются примерно постоянными, $\Sigma \Delta p \approx 0,8 \text{ кг/см}^2$.

2. Давление газа за СПГГ принимаем таким же, как и у СПГГ модели GS-34 (при $N = 70\%$, $p_z = 3,38 \text{ ата}$), так как на номинальной нагрузке эти параметры у обоих СПГГ совпадают.

Тогда

$$p_k = p_z + \Sigma \Delta p = 3,38 + 0,8 = 4,18 \text{ ата.}$$

$$\Pi_k = \frac{p_k}{p_1} = \frac{4,18}{0,9} = 4,65.$$

3. Температура воздуха в продувочном ресивере

$$T_p (T_0 + \Delta t) \Pi_k^{\frac{m_1-1}{m_1}} = 293 \cdot 4,65^{\frac{1,39-1}{1,39}} = 450^\circ \text{К.}$$

4. Температура газа за СПГГ может быть определена из уравнения (85) в зависимости от принятого p_z :

$$T_2 - T_0 = \frac{\eta_z}{\eta_e \eta_k} \frac{A \frac{k}{k-1} R}{\mu_0 c_{pm}} T_1 \left[\left(\frac{p_z + \Sigma \Delta p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right];$$

$\mu_0 = \frac{G_k + 1}{G_k} \approx 1,08$ в интервале нагрузок от 100 до 50% изменяется крайне мало.

k — показатель адиабаты в предполагаемом интервале температур от 300 до 450°C, изменяется в третьем знаке и может быть принят равным 1,39. При этом значении k теплоемкость воздуха

$$\mu c_p = 1,985 \frac{k}{k-1} = 7 \text{ ккал/кгмоль}^\circ \text{С}$$

или

$$c_{pm} = 0,244 \text{ ккал/кг}^\circ \text{С.}$$

При суммарном коэффициенте избытка воздуха $\alpha_0 > 4,5$ теплоемкость продувочных газов с достаточной степенью точности может быть принята равной теплоемкости чистого воздуха. Степень сжатия ε_0 принимается постоянной ($\varepsilon_0 = 9$), поэтому индикаторный к. п. д., определенный по формуле (126),

$$\eta_i = k_0 k \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_0^{\frac{m_1-1}{m_1}}} \right),$$

где k — опытный коэффициент, учитывающий увеличение α ;

$$\eta_i = 0,393 \cdot 1,046 = 0,412.$$

Остальные величины, входящие в уравнение (85), принимают: $\eta_z = 0,805$; $\eta_e = 0,9$; $\eta_k = 0,9$; $T_0 = 288^\circ \text{К}$; $p_1 = 0,9$.

Тогда

$$T_2 - T_0 = \frac{0,805 \cdot 3,56 \cdot 29,27}{0,412 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 427 \cdot 1,01 \cdot 0,244} \cdot 293 (4,65 - 1) = 395^\circ \text{К.}$$

$$T_2 = 395 + 288 = 683^\circ \text{К.}$$

5. Производительность СПГГ (расход газа через турбину) определяется по формуле Стодолы:

$$G_z = \frac{G_{z_0}}{\sqrt{\frac{T_z}{T_{z_0}}} \sqrt{\frac{p_{z_0}^2 - p_0^2}{p_z^2 - p_0^2}}} = \frac{1,544}{\sqrt{\frac{683}{732}} \sqrt{\frac{4,2^2 - 1,033^2}{3,38^2 - 1,033^2}}} =$$

$$= \frac{1,544}{0,967 \cdot 1,265} = 1,26 \text{ кг/сек.}$$

6. Число циклов может быть определено из соотношения с данными стендовых испытаний СПГГ GS-34:

$$n_1 = \frac{n}{n_0} n_{01} = \frac{922}{596} \cdot 566 = 875 \text{ цикл/мин.}$$

Число циклов СПГГ можно определить также по формуле (83):

$$n_1 = \frac{G_z T_z}{k p_z} = \frac{1,26 \cdot 683}{0,293 \cdot 3,38} \approx 870 \text{ цикл/мин,}$$

в которой коэффициент k рассчитывается по параметрам, полученным на номинальной нагрузке:

$$k = \frac{G_z T_{z_0}}{n p_z} = \frac{1,544 \cdot 732}{922 \cdot 4,2} = 0,293.$$

Принимаем число циклов равным $n = 870$ в минуту.

7. Расход воздуха на цикл (производительность одного компрессора) может быть найден по величине G_z :

$$g_k = \frac{G_z \cdot 60}{n \cdot 2} = \frac{1,26 \cdot 60}{870 \cdot 2} = 0,0434 \text{ кг/цикл.}$$

8. Удельный вес воздуха в начале сжатия в компрессоре

$$\gamma = \frac{p_1}{RT_1} = \frac{0,9 \cdot 10^4}{29,27 \cdot 293} = 1,05 \text{ кг/м}^3.$$

9. Ход блока поршней, относительный объем мертвого пространства и коэффициент наполнения цилиндра компрессора соответственно равны

$$S_0 = \frac{g_k}{F_k \gamma \lambda_n} = \frac{0,0434}{0,226 \cdot 1,05 \cdot 0,735} = 0,249 \text{ м;}$$

$$a_k = \frac{C_k \div \frac{S_a}{\epsilon_d}}{S_0} = \frac{10 \div \frac{170}{9}}{249} = 0,116;$$

$$\lambda = \left[1 - a_k \left(\Pi_k^{\frac{1}{m}} - 1 \right) \right] \gamma_{\text{ггм}} = \left[1 - 0,116 \left(4,65^{\frac{1}{1,32}} - 1 \right) \right] 0,98 = 0,735.$$

Последние три уравнения решаются совместно методом последовательного приближения.

10. Работа компрессора за цикл (в одном цилиндре)

$$L_k = \frac{m_1}{m_1 - 1} RT_1 \left(\Pi_k^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right) \frac{g_k}{\eta_k} = \frac{1,39}{0,39} \cdot 29,27 \cdot 293 \times \\ \times \left(4,65^{\frac{0,39}{1,39}} - 1 \right) \frac{0,0434}{0,9} = 795 \text{ кгм/цикл.}$$

11. Работа дизеля за цикл

$$L_i = \frac{2L_k}{\eta_m} = \frac{2 \cdot 795}{0,9} = 1770 \text{ кгм/цикл.}$$

12. Среднее индикаторное давление дизеля

$$p_i = \frac{L_i}{2F_{\partial}S} = \frac{1770 \cdot 100}{2 \cdot 380 \cdot 249} = 9,35 \text{ кг/см}^2.$$

Относительное изменение среднего индикаторного давления с нагрузкой дизеля СПГГ меньше, чем в обычном дизеле. Это объясняется тем, что при уменьшении мощности установки СПГГ-ГТ снижается не только индикаторная работа, но и ход блока поршней.

13. Расход топлива на цикл

$$g_m = \frac{AL_i \cdot 1000}{\eta_i H_u} = \frac{1770 \cdot 1000}{0,412 \cdot 427 \cdot 10\,000} = 1,005 \text{ г/цикл.}$$

14. Секундный расход топлива

$$g'_m = \frac{g_m n}{60} = \frac{1,005 \cdot 870}{60} = 14,5 \text{ г/сек.}$$

15. Коэффициент избытка воздуха дизеля СПГГ

$$\alpha = 47,6 \frac{P_a S_{\partial} F_{\partial} (1 - \gamma_2)}{T_p g_m \cdot 10^{-3}} = 47,6 \frac{3,38 \cdot 0,17 \cdot 0,038 (1 - 0,03)}{450 \cdot 1,003 \cdot 10^{-3}} = 2,23.$$

16. Коэффициент продувки

$$\varphi = \frac{\alpha S \lambda \gamma_1 \eta_{um}}{S_{\partial} \gamma_a} = \frac{5,95 \cdot 249 \cdot 0,735 \cdot 1,05 \cdot 0,98}{0,17 \cdot 2,57} = 2,56;$$

$$\gamma_a = \frac{P_a}{RT_a} = \frac{3,38 \cdot 10^4}{29,27 \cdot 450} = 2,57 \text{ кг/м}^3.$$

17. Суммарный коэффициент избытка воздуха

$$\alpha_0 = \alpha \varphi = 2,23 \cdot 2,56 = 5,71.$$

18. Удельная адиабатная работа расширения

$$l_m = \frac{k}{k-1} RT_z \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_z} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = 106,5 \cdot 683 \times \\ \times \left[1 - \left(\frac{1,033}{3,38} \right)^{0,275} \right] = 20\,200 \text{ кДж/кг};$$

$$k \approx 1,4 - 0,00005t = 1,4 - 5 \cdot 10^{-5} \cdot 410 \approx 1,38.$$

19. Адиабатная мощность СПГГ

$$N_s = \frac{G_m l_m}{75} = \frac{1,26 \cdot 20\,200}{75} = 339 \text{ л. с.}$$

20. Адиабатный к. п. д. установки

$$\eta_{is} = \frac{632,3 N_s}{3600 \cdot g_m H_u \cdot 10^{-3}} = \frac{632,3 \cdot 339}{3600 \cdot 14,5 \cdot 10\,000 \cdot 10^{-3}} = 0,409.$$

21. Внутренний к. п. д. СПГГ

$$\eta_z = \frac{c_{pm} (t_z - t_0) (g_k + g_m)}{g_m H_u} = \frac{0,244 (410 - 15) (0,0868 + 0,001005)}{0,001005 \cdot 10^4} = 0,806.$$

В начале расчета было принято значение $\eta_z = 0,805$.

22. Расход топлива на 1 л. с. ч.

$$g_s = \frac{632,3}{\eta_{is} H_u} = \frac{632,3}{0,409 \cdot 10^4} = 154 \text{ г/л. с. ч.}$$

23. Проверка принятого в начале расчета суммарного гидравлического сопротивления $\Sigma \Delta p = 0,8$ производится в том же порядке, что и при расчете на номинальной нагрузке.

Глава V. РЕГУЛИРОВАНИЕ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С СПГГ

§ 16. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ СПГГ

Регулирование СПГГ — внешнее воздействие на режим его работы — связано с изменением давления в цилиндрах его компрессоров, дизеля, в буферах и, следовательно, с изменением результирующей сил, действующих на блоки поршней СПГГ.

Как будет показано ниже, пути этого воздействия весьма разнообразны.

Для регулирования СПГГ в области рабочих нагрузок можно ограничиться изменением следующих трех параметров: начального давления воздуха в буфере, количества подаваемого в дизель топлива на цикл и давления генерируемого газа за СПГГ. Изменение одного из них влечет за собой изменение и остальных. Рассмотрим влияние каждого из этих параметров в отдельности.

Хотя работа сжатия воздуха в буфере не входит в уравнение энергетического баланса СПГГ, роль буфера значительно сложнее, чем простого аккумулятора энергии. При повышении начального давления в буферах работа сжатия в них возрастает. Если изменение давления произошло при неизменном положении в. м. т., а следовательно, и при постоянной степени сжатия дизеля, то соотношение между отдельными элементами энергетического баланса также изменится.

Для сохранения энергетического баланса СПГГ при повышении давления в буферах ход блока поршней уменьшается и н. м. т. несколько перемещается к центру СПГГ.

Зависимость величины прямого хода блока поршней от начального давления в буфере может быть определена из уравнения

$$S = \frac{L_{\partial_1} + L_{\kappa_1} - L_{mp_1}}{F_{\partial} p_n \frac{1}{m-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_n} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]}, \quad (141)$$

где F_{∂} — площадь поршня буфера в m^2 ;
 p_n — начальное давление в буфере в $ата$;
 p_2 — конечное давление сжатия в буфере в $ата$;

m — показатель политропы сжатия в буфере;
 L_{∂_1} , L_{κ_1} , L_{mp_1} — работа в цилиндрах дизеля и компрессоров и работа трения на прямом ходе в $к\text{гм}$.

Однако уменьшение величины S приводит к тому, что при обратном ходе блока поршней запас энергии, аккумулированной в буфере, оказывается большим, чем это необходимо для возвращения блока поршней в прежнее крайнее внутреннее положение. В результате в. м. т. также перемещается к центру СПГГ и, значит, степень сжатия дизеля увеличивается. Это, в свою очередь, вызывает повышение индикаторного к. п. д. дизеля, производительности компрессора и снижение температуры газа за СПГГ. При этом анализе другие параметры (p_2 атa и g кг/цикл) считаются постоянными.

Одновременно с перемещением мертвых точек к центру СПГГ уменьшается ход блока поршней.

Нужно помнить, что все эти изменения вытекают из условия сохранения баланса энергии за цикл.

Смещение в. м. т. к центру в СПГГ с внутренним расположением цилиндров компрессоров (конструктивная схема СПГГ GS-34) вызывает уменьшение мертвого пространства и, следовательно, увеличение объемного коэффициента наполнения компрессора λ .

Из уравнения энергетического баланса СПГГ, отнесенного к одному циклу, ход блока поршней

$$S = \frac{H_u g_m \eta_e \eta_{\kappa}}{2AL_{\kappa} F_{\kappa} \lambda \gamma}, \quad (142)$$

Отсюда видно, что повышение λ , означающее увеличение индикаторной работы компрессора, должно привести к уменьшению хода блока поршней СПГГ.

Увеличение степени сжатия дизеля приводит также к росту максимального давления цикла и результирующей сил, действующих на блоки поршней СПГГ. В связи с этим повышаются число циклов и производительность генератора газа.

Таким образом, изменяя начальное давление в буфере, можно осуществлять регулировку СПГГ, так как все параметры, определяющие его адиабатную мощность, связаны с величиной p_n .

Начальное давление влияет на величину среднего давления в цилиндре буфера, которое используется в специальном устройстве — стабилизаторе или регуляторе степени сжатия СПГГ.

Результатом реакции большинства систем регулирования на изменение нагрузки является изменение подачи топлива за цикл. Рассмотрим, как изменится рабочий режим СПГГ, например, при увеличении подачи топлива. При увеличении g_m кг/цикл индикаторная работа дизеля возрастет. Увеличится следовательно, индикаторная работа компрессора, ход блоков поршней и производительность СПГГ.

Так как увеличение производительности компрессора на цикл g_{κ} (при постоянных ϵ_{∂} и p_2) примерно пропорционально увеличению

подачи топлива, то суммарный коэффициент избытка воздуха и температура газа за СПГГ остаются почти без изменений. Это следует из уравнения энергетического баланса

$$\frac{g_k}{g_m} = \frac{H_u \eta_c \eta_A}{A l_k}$$

При постоянных степени сжатия дизеля и давлении газа за СПГГ величины η_c и l_k очень стабильны. Поэтому отношение $\frac{g_k}{g_m}$ пропорциональное суммарному коэффициенту избытка воздуха, в этих условиях также мало изменяется с нагрузкой.

Легко видеть, что и температура генерируемого газа будет почти постоянной в широком интервале изменений подачи топлива на цикл:

$$t_2 - t_0 = \frac{H_u \eta_c \eta_A}{c_p m \frac{g_k}{g_m}}$$

Из характеристик СПГГ GS-34, полученных при стендовых испытаниях (см. фиг. 74), видно, что увеличение производительности генератора при постоянных параметрах газа (p_2 и t_2) возможно лишь при увеличении хода блоков поршней. Однако с увеличением величины S снижается число циклов СПГГ. Это должно привести к некоторому отставанию относительного приращения адиабатной мощности ΔN_s от увеличения подачи топлива на цикл Δg_m .

Напомним, однако, что в условиях эксплуатации комбинированной установки изменение подачи топлива связано с изменением не только хода блоков поршней и числа циклов в минуту, но и других параметров рабочего процесса СПГГ. В условиях совместной работы СПГГ с газовой турбиной производительность генератора изменяется не изобарически ($p_2 = \text{const}$), а по так называемой внешней характеристике $G_2 = f(p_2)$, к анализу которой мы еще вернемся. В этом случае соотношение между ΔN_s и Δg_m может быть другим. Так, например, при испытании генератора газа GS-34 получены следующие соотношения этих параметров (табл. 34).

Таблица 34

N_s в %	ΔN_s в %	Δg_m в %
40	—	—
70	75	47,2
100	150	94,5

увеличением индикаторной работы дизеля ход блоков поршней растет и может достигнуть опасных пределов.

Так возникает необходимость в регуляторе подачи топлива и ограничителе максимального хода блоков поршней, предотвращающем их удары о крышки буферов.

Большую роль в регулировании СПГГ играет изменение давления газа перед турбиной. Практически темп нарастания давления газа за СПГГ зависит от сопротивления выпускной системы, на которую работает генератор. На опытном стенде таким сопротивлением может служить сопло.

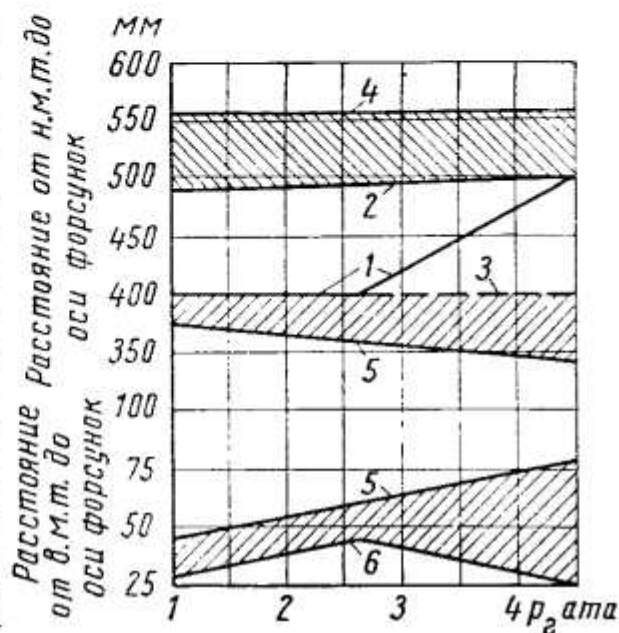
Увеличение давления p_2 поднимает общий уровень давлений индикаторного процесса дизеля. Из индикаторной диаграммы установки СПГГ-ГТ (см. фиг. 30) видно, что повышение p_2 должно вызвать рост давления наддува p_a , а следовательно, и степени повышения давления в компрессоре Π_k и удельной работы сжатия воздуха l_k . Но по условию энергетического баланса это должно привести к уменьшению удельной производительности компрессора G_k .

В СПГГ с внутренним расположением цилиндров компрессора это происходит в результате смещения н. м. т. от центра СПГГ. Снижению производительности компрессора способствует также увеличение его мертвого пространства, вызванное перемещением в. м. т. от центра машины. Эти смещения мертвых точек блоков поршней возникают как реакция на нарушение энергетического баланса генератора газа.

Возрастание давлений индикаторного процесса дизеля, вызванное повышением давления газового потока за СПГГ, увеличивает работу сжатия в цилиндрах дизеля и компрессора. Энергии, накопленной в буфере во время рабочего хода дизеля, уже не хватает для сохранения положения в. м. т. блоков поршней. Поэтому в. м. т. несколько перемещается от центра машины. Это влечет за собой уменьшение степени сжатия дизеля и, как следствие, уменьшение его индикаторного к. п. д. и числа циклов. В свою очередь, это приводит к дополнительному снижению производительности компрессора и ухудшению индикаторного процесса дизеля. То и другое вызывает повышение температуры выпускных и продувочных газов за СПГГ.

Несмотря на снижение степени сжатия, увеличение давления наддува повышает индикаторную работу дизеля, если коэффициент избытка воздуха остается при этом постоянным. Поэтому вслед за смещением в. м. т. смещается и н. м. т.

Такова общая картина изменения параметров при увеличении давления генерируемого газа. Совершенно очевидно, что при повы-

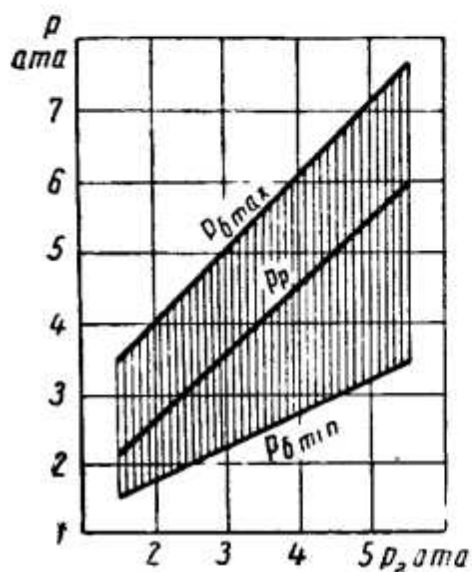


Фиг. 8б. Граница устойчивых режимов СПГГ GS-34:

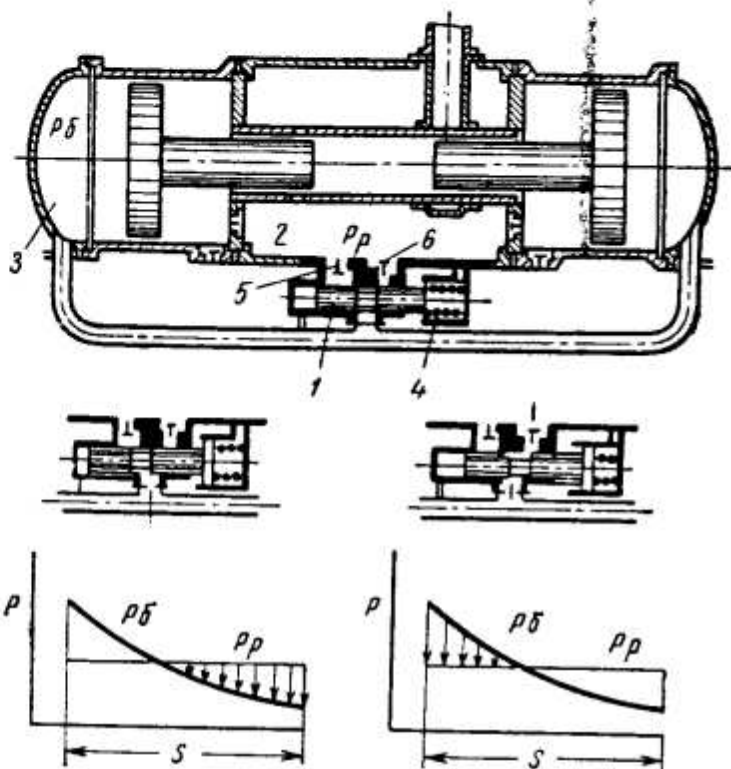
1 — положение н. м. т. в условиях эксплуатации; 2 — максимальное отклонение н. м. т.; 3 — минимальное отклонение н. м. т.; 4 — конструктивный предел; 5 — предел устойчивости работы; 6 — положение в. м. т. в условиях эксплуатации.

шении p_2 снижение степени сжатия может достигнуть предела, при котором параметры воздуха в конце сжатия не обеспечат устойчивого воспламенения топлива. Так возникает необходимость в стабилизаторе (или регуляторе) степени сжатия, о котором уже было упомянуто выше.

Роль стабилизатора степени сжатия заключается в поддержании давления воздуха в буферах в соответствии с меняющейся нагрузкой СПГГ или, что то же самое, с меняющимся давлением



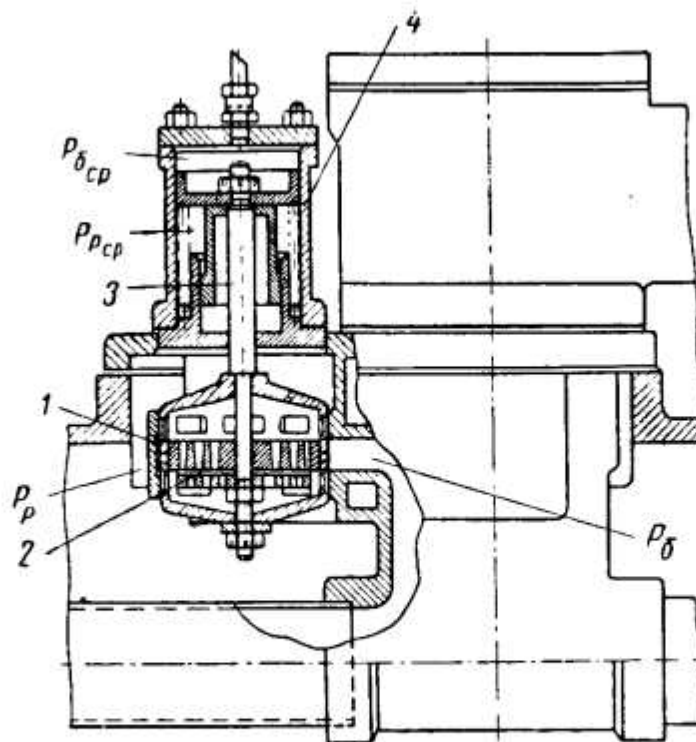
Фиг. 87. Зависимости давления в буфере p_b и продувочном ресивере p_p от давления газа p_g .



Фиг. 88. Схема регулятора степени сжатия:
1 — золотник; 2 — продувочный ресивер; 3 — буфер;
4 — пружина золотника; 5 и 6 — клапаны.

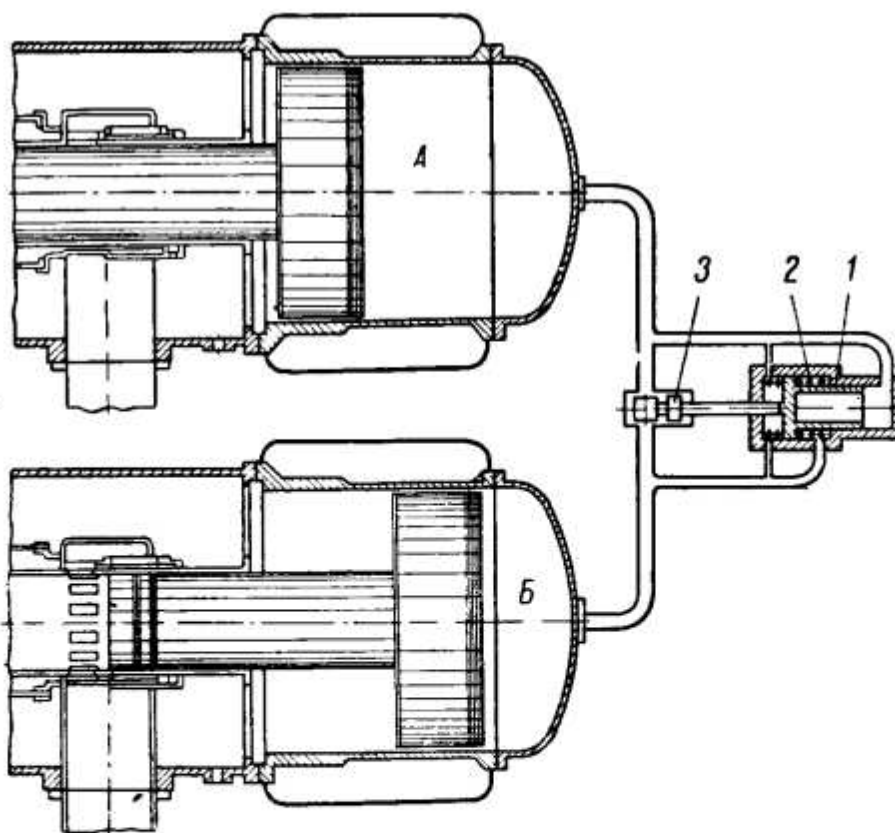
газа за СПГГ. Испытания ряда моделей СПГГ показывают, что гидравлические потери в дизеле в широком диапазоне рабочих нагрузок остаются примерно постоянными и давления газа за СПГГ и воздуха в продувочном ресивере связаны между собой линейной зависимостью. Кроме того, степень повышения давления в компрессоре Π_k также является одним из параметров, пропорциональных мощности силовой установки. Поэтому необходимая связь между величинами $p_{кб}$ и p_g может быть заменена связью между средними давлениями в буфере и воздушном ресивере p_p .

При заданной нагрузке СПГГ давление воздуха за компрессором p_p остается почти постоянным, а давление в буферах меняется за каждый ход блока поршней в интервале от $p_{б min}$ до $p_{б max}$ (фиг. 87). Если соединить цилиндры буферов с продувочным ресивером, можно в течение одной части хода блока поршней перепускать воздух из продувочного ресивера в цилиндр буфера, а в те-



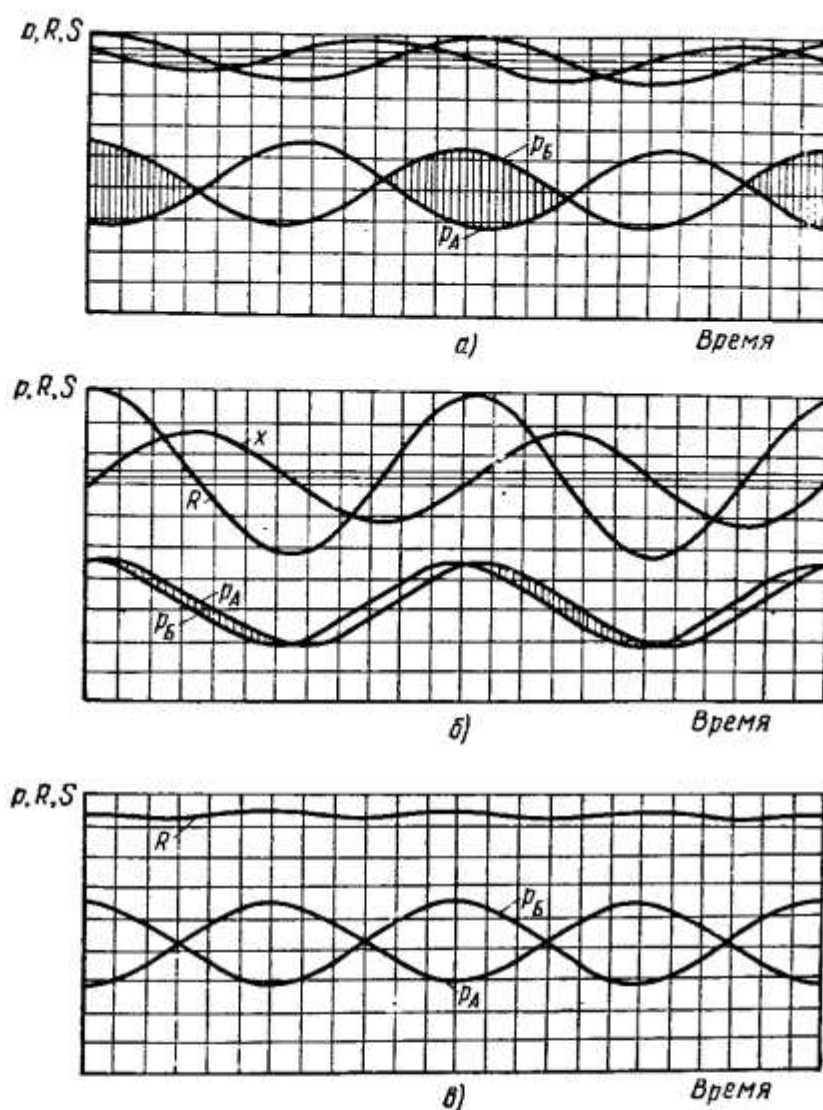
Фиг. 89. Стабилизатор степени сжатия СПГГ GS-34:

1 — золотник; 2 — клапан; 3 — шток; 4 — дифференциальный поршень.



Фиг. 90. Схема фазового регулятора для двух СПГГ GS-34:
 А и Б — генераторы газа; 1 — дифференциальный поршень; 2 — пружина; 3 — золотник,

чение другой — перепускать его в обратном направлении (фиг. 88). Возможность такого перепуска воздуха используется для регулирования давления воздуха в цилиндре буфера в соответствии с давлением рабочего газа за СПГГ.



Фиг. 91. Характер пульсаций давлений в зависимости от сдвига фаз:

а — сдвиг фаз 180° ; б — сдвиг фаз 10° ; в — сдвиг фаз $\sim 180^\circ$; p_A и p_B — силы в СПГГ А и Б; R — разность сил; x — амплитуда.

Стабилизатор (или регулятор) степени сжатия имеет золотник 1 (фиг. 88) и два автоматических клапана 5 и 6. Стабилизатор устанавливается на воздушной магистрали, соединяющей цилиндр буфера с продувочным ресивером. Золотник регулятора с одной стороны находится под давлением, равным сумме давлений продувочного воздуха и пружины А, а с другой стороны — под давлением воздуха в цилиндре буфера. При нейтральном положении золотника цилиндр буфера и продувочный ресивер разобщены. При смещении золотника влево обратный клапан может перепускать воздух из продувочного ресивера в цилиндры буферов, но препятст-

вует его течению в противоположном направлении. При смещении золотника вправо обратный клапан может перепускать воздух из цилиндров буферов в продувочный ресивер, но препятствует его течению в обратном направлении. Устойчивая и эффективная работа СПГГ будет достигнута в том случае, если при различных нагрузках будет поддерживаться оптимальное положение н. м. т. Таким образом, стабилизатор поддерживает равновесие между средними давлениями в цилиндрах буферов и продувочном ресивере. Стабилизатор, установленный на СПГГ, показан на фиг. 89.

Помимо регулятора подачи топлива стабилизатора степени сжатия и ограничителя максимального хода блоков поршней, установка СПГГ-ГТ нуждается в ряде дополнительных устройств, регулирующих ее работу. Для уменьшения вредного эффекта пульсаций газового потока сблокированных СПГГ применяется фазовый регулятор или трансформатор фаз (фиг. 90). С помощью регулятора, воспринимающего переменное давление в цилиндрах буферов сблокированных СПГГ, можно достаточно точно поддерживать сдвиг фаз рабочего процесса двух генераторов относительно друг друга. Как видно из фиг. 91, при сдвиге фаз примерно на 180° амплитуда пульсаций давления становится незначительной и условия работы турбины приближаются к условиям обычных газотурбинных установок с изобарическими камерами сгорания.

Кроме того, фазовый регулятор может значительно уменьшить вредное влияние конечных размеров объема воздушного ресивера на гидравлическую характеристику СПГГ. Это уменьшение получается при синхронизации процессов подачи воздуха из компрессора в ресивер и продувки цилиндра дизеля, идущих в двух сблокированных СПГГ. Экономичность и мощность установки при этом повышается.

§ 17. ОСОБЕННОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ СПГГ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ХОДЕ БЛОКА ПОРШНЕЙ

Регулирование СПГГ, в основе которого лежит изменение хода блока поршней, кажется на первый взгляд лучшим для свободнопоршневого двигателя. Такое регулирование отличается несомненной простотой и в достаточно широком диапазоне нагрузок обеспечивает высокую экономичность установки. Однако оно обладает рядом серьезных недостатков, значительно снижающих эффективность его применения.

Мы уже отмечали, что при работе генератора газа, нагрузкой которого является сопло постоянного сечения, на внешней характеристике изменение производительности генератора, строго следуя условию энергетического баланса, регулируется изменением хода блока поршней. В этом случае ход блока поршней является однозначной функцией нагрузки СПГГ.

Изменение хода блока поршней вполне могло бы обеспечить производительность генератора газа, необходимую для работы на

внешней характеристике в широком диапазоне нагрузок. Однако в реальных условиях изменение хода блока поршней ограничено пределами устойчивых режимов работы СПГГ (см. фиг. 86).

Крайнее положение н. м. т. блока поршней, как уже было отмечено выше, ограничивается условиями безопасности работы СПГГ. Оптимальное расстояние н. м. т. от центра машины определяется минимальным допустимым время-сечением выпускных и продувочных окон и, следовательно, их гидравлическим сопротивлением.

Крайнее положение в. м. т., как уже отмечалось, ограничивается допустимой степенью сжатия дизеля. При перемещении в. м. т. к центру машины степень сжатия и максимальное давление сгорания растут и p_z может достигнуть 200—250 кг/см². Некоторое повышение экономичности процесса, которое было бы возможно при этом в связи с приближением к циклу с подводом тепла по изохоре, ни в коей мере не компенсирует возникающие при этом опасные напряжения в ряде деталей и жесткость работы дизеля.

При увеличении расстояния между в. м. т. и центром машины степень сжатия дизеля снижается и может достигнуть значений, при которых не будет обеспечиваться устойчивое воспламенение топлива. Таким образом, пределы изменения хода блока поршней, а следовательно, и нагрузки достаточно ограничены, особенно по в. м. т. Это обстоятельство, несомненно, является большим недостатком регулирования СПГГ путем изменения хода блока поршней.

Приведем некоторые результаты расчета, в котором использован ряд опытных данных, полученных при испытании СПГГ GS-34. При расчете начальное давление в компрессоре принималось $p_0 = 0,9 \text{ ата}$ и суммарные гидравлические потери $\Delta p = 0,8 \text{ кг/см}^2$. Число циклов в минуту и параметры газа за СПГГ, использованные в расчете, получены при испытании; остальные величины найдены расчетным путем без учета перебега поршней по окнам (табл. 35).

Таблица 35

N_s в %	p_z в ата	G_z		n в цикл/мин	S в мм	ψ	h		$\frac{h}{G_z}$
		в кг/сек	в %				в мм	в %	
100	4,2	4,0	100	588	480	0,5	240	100	1
70	3,38	3,37	84,3	565	405,4	0,345	165,4	69	0,819
40	2,64	2,74	69,3	532	352	0,234	112,5	47	0,684

Табл. 35 раскрывает, по существу, механизм регулирования при переменном ходе блока поршней, его достоинства и недостатки.

Из этой таблицы видно, что с изменением нагрузки ход блока поршней и производительность СПГГ также меняются, причем относительное изменение хода блока поршней несколько отстает от уменьшения величины G_z . Это происходит оттого, что одновременно с уменьшением хода блока поршней падение нагрузки вызывает

увеличение мертвого пространства компрессора и снижение числа циклов, что также сказывается на производительности СПГГ.

Изменение хода блока поршней и связанное с ним перемещение н. м. т. изменяют долю потерянного хода ψ и активную высоту выпускных окон h . Отношение $\frac{h}{G_z}$ с уменьшением нагрузки падает.

Следовательно, площадь сечения продувочных и выпускных окон, отнесенная к секундной производительности генератора, также снижается. Даже пользуясь только данными табл. 35, можно оценить рост гидравлического сопротивления, возникающего в результате уменьшения хода блока поршней (табл. 36).

Таблица 36

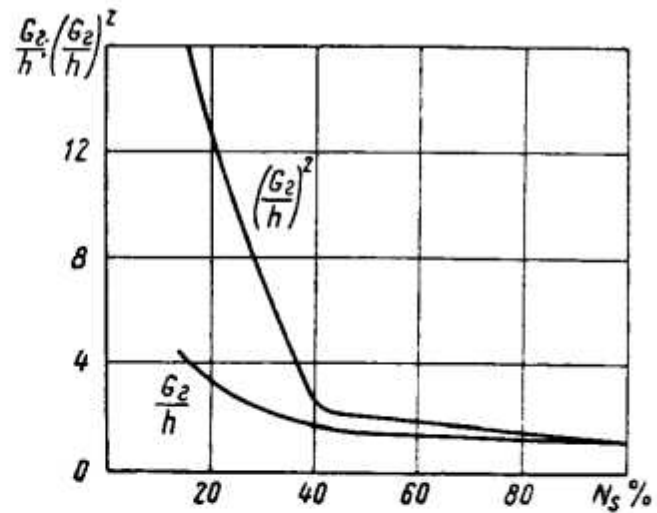
N_s в %	$\frac{G_z}{h}$	$\left(\frac{G_z}{h}\right)^2$	n	$\frac{h}{G_z n}$
100	1,0	1,0	1,0	1,0
70	1,22	1,49	0,960	0,850
40	1,46	2,13	0,905	0,756

Таблица 37

N_s в %	h в %		
	$\psi = 0,5$	$\psi = 0,4$	$\psi = 0,3$
100	100	100	100
70	69	61	48
40	47	33,4	11,1

Параметр $\frac{G_z}{h}$ показывает рост относительной весовой скорости газа в продувочных и выпускных окнах дизеля СПГГ. Квадрат отношения $\frac{G_z}{h}$ пропорционален гидравлическому сопротивлению, которое растет с уменьшением нагрузки. Отношение $\frac{h}{G_z n}$, где n — относительное изменение числа циклов, представляет собой параметр, близкий по величине к время-сечению.

Результаты этих расчетов приведены на фиг. 92, из которой видно, что при нагрузке около 40—50% гидравлическое сопротивление в продувочных и выпускных окнах дизеля начинает быстро расти, и работа дизеля переходит в зону неустойчивых режимов. Рост гидравлического сопротивления приводит к нарушению нормального процесса газообмена и остановке дизеля.



Фиг. 92. Зависимости $\left(\frac{G_z}{h}\right) = f(N)$ и $\left(\frac{G_z}{h}\right)^2 = f_1(N)$.

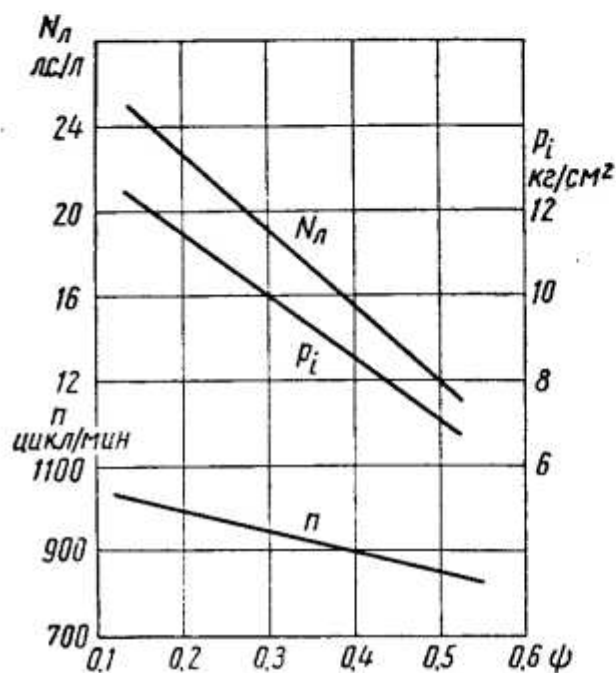
Таким образом, регулирование изменением хода блока поршней обеспечивает снижение мощности установки не больше чем до 45—55%. Очевидно, что для дальнейшего снижения мощности необходимо прибегнуть к дополнительным средствам регулирования СПГГ.

Характер изменения гидравлического сопротивления в продувочных и выпускных окнах в зависимости от нагрузки во многом определяется величиной ψ , соответствующей номинальной мощности. Чем меньше ψ , тем скорее гидравлическое сопротивление в продувочных и выпускных окнах достигает критического значения, при котором нарушается устойчивость рабочего процесса СПГГ.

В табл. 37 приведены результаты расчета высоты окон в зависимости от нагрузки и доли потерянного хода поршня на номинальной мощности.

Регулирование изменением хода блока поршней вынуждает конструкторов выбирать максимальную возможную величину ψ . Это позволяет расширить пределы изменения мощности установки.

Однако с таким способом регулирования связано значительное снижение условной литровой мощности СПГГ, так как с увеличением ψ уменьшается доля полезного хода и, следовательно, снижаются среднее индикаторное давление и индикаторная мощность дизеля. Кроме того, при уменьшении таким путем мощ-



Фиг. 93. Влияние величины доли потерянного хода поршня ψ на параметры СПГГ.

ности установки до 25% давление в продувочном ресивере снижается настолько, что это неизбежно приводит к ограничению использования продувочного воздуха для поддержания давления в цилиндрах буферов.

В большинстве построенных моделей СПГГ величина ψ меняется в пределах 0,4—0,5, что вполне обеспечивает достаточно высокий к. п. д. в интервале нагрузок от 100 до 50%.

Эти данные вполне приемлемы для генераторов газа, предназначенных для электростанций, перекачивающих и других стационарных устройств, но недостаточны для транспортных установок. Для установки транспортного типа, работающей обычно с переменной нагрузкой, важно обеспечить более широкое изменение мощности при сохранении относительно высокого к. п. д.

Изменение ряда параметров СПГГ в зависимости от величины ψ показано на фиг. 93.

Итак, пределы регулирования СПГГ, в основе которого лежит изменение хода блока поршней $S = f(p_2)$, ограничиваются гидравлическим сопротивлением в продувочных и выпускных окнах цилиндра дизеля.

Важно отметить, что основная доля суммарных гидравлических потерь в диапазоне нагрузок 100—70% приходится на потери в продувочном ресивере и в нагнетательных клапанах компрессора, и лишь при дальнейшем снижении мощности решающую роль начинают играть потери в окнах цилиндра дизеля.

Влияние гидравлических потерь на экономичность СПГГ очень велико. Адиабатный к. п. д. СПГГ может быть представлен следующим выражением:

$$\eta_{is} = \frac{l_m}{l_k} \nu_0 \gamma_{ie} \gamma_{ik}. \quad (143)$$

Уравнение (143) можно написать в более развернутой форме:

$$\eta_{is} = \frac{T_2 \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{p_k \nu}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}}} \right]}{T_1 \left[\left(\frac{p_k}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]} \nu_0 \gamma_{ie} \gamma_{ik}. \quad (144)$$

Здесь ν — коэффициент гидравлических потерь;
 p_1 и T_1 — параметры воздуха в начале сжатия;
 T_2 — температура газа за СПГГ.

Из уравнения (144) видно, что с уменьшением ν адиабатный к. п. д. комбинированной установки падает. Но одной из особенностей регулирования СПГГ изменением хода блока поршней как раз и является изменение коэффициента ν .

В табл. 38 приведены результаты расчета адиабатного к. п. д. в зависимости от коэффициента ν по уравнению (144), выполненного при параметрах $T_2 = 723^\circ\text{K}$; $T_1 = 300^\circ\text{K}$; $p_1 = p_0 = 1 \text{ ата}$; $p_k = 3$ и 4 ата .

Как видно из табл. 38, с уменьшением нагрузки СПГГ влияние снижения коэффициента ν на адиабатный к. п. д. становится сильнее.

При определении зависимости $\eta_s = f(\nu, p_k)$ в расчетах, результаты которых представлены в табл. 38, учитывался только эффект от увеличения давления газа за СПГГ $p_2 = \nu p_k$.

Естественно, что регулирование СПГГ, свободное от резкого повышения гидравлических потерь на средних и малых нагрузках, имело бы серьезные преимущества по сравнению со способами регулирования, использованными в обычных СПГГ.

Таблица 38

p_k в ата	Значения коэффициента ν				
	1	0,9	0,8	0,7	0,6
4	49,5	46,9	43,2	38,8	33,4
3	46,3	42,8	37,8	32,6	26,2

Анализируя результаты стендовых испытаний СПГГ GS-34, мы уже обращали внимание на то, что при значительном изменении мощности установки число циклов СПГГ изменяется сравнительно мало (см. табл. 21).

Таблица 39

N_s в %	$S = var$		$S = 480 \text{ мм}$	
	n в цикл/мин	n в %	n в цикл/мин	n в %
100	585	100	588	100
70	565	96,0	518	88,2
40	532	90,5	455	77,5

В табл. 39 для сравнения приведено относительное изменение числа циклов СПГГ GS-34 при регулировании мощности установки изменением хода блока поршней и при регулировании, когда ход блока поршня оставался бы постоянным на всех нагрузках ($S=480 \text{ мм}$).

Данные, приведенные в табл. 39, позволяют лишь ориентировочно оценить влияние постоянства хода блока поршней на увеличение диапазона изменения числа циклов, так как в расчетах не учтено влияние изменения степени сжатия буфера при работе СПГГ с $S = var$.

Увеличение диапазона изменения числа циклов позволило бы значительно расширить пределы регулирования нагрузки генератора газа. Такое расширение возможно, если сохранить постоянным ход блока поршней на всех нагрузках. Именно постоянный ход блока поршней механических генераторов газа (МГГ) дает им некоторые преимущества перед СПГГ с обычным регулированием.

Перечень недостатков рассматриваемого принципа регулирования будет неполным, если не сказать о допустимой степени сжатия буфера.

Дело в том, что увеличение условной литровой мощности СПГГ путем повышения степени сжатия буфера и, следовательно, числа циклов машины не используется в наиболее совершенных моделях СПГГ с внутренним расположением компрессоров. Во всех генераторах газа, подобных модели GS-34, степень сжатия буфера колеблется в пределах $\epsilon_b = 2 \div 2,2$ и, казалось бы, могла быть значительно увеличена.

В разделе о регулировании СПГГ будет показано, что этот конструктивный параметр (степень сжатия буфера на номинальной нагрузке) не может быть выбран произвольно. Величина ϵ_b должна поддерживать необходимое значение ϵ_d и соответствовать оптимальной доле потерянному ходу поршня, которая связана, в свою очередь, с гидравлическими потерями, возникающими на частичных нагрузках, величиной ψ и устойчивостью рабочего процесса СПГГ.

Резкое повышение степени сжатия буфера генератора газа возможно лишь при условии изменения способа регулирования СПГГ.

Из сказанного выше можно сделать следующие выводы.

Регулирование СПГГ путем изменения хода блока поршней отличается простотой осуществления и достаточно экономично при изменении нагрузки в диапазоне примерно 100—50%.

В то же время этот способ регулирования имеет ряд недостатков, основные из которых следующие:

1. Сравнительно малый диапазон регулирования при оптимальном к. п. д. установки.

2. Необходимость в выборе завышенных величин ψ (доли потеряннного хода) и, как следствие, снижение литровых мощностей двигателя СПГГ и повышение удельного расхода металла.

3. Значительное снижение экономичности установки на частичных нагрузках, что имеет большое значение для установки транспортного типа.

§ 18. СПОСОБЫ РАСШИРЕНИЯ ПРЕДЕЛОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ СПГГ

При необходимости уменьшения мощности силовой установки больше чем на 45—50%, кроме изменения хода блока поршней, необходимы другие средства регулирования СПГГ, чтобы сохранить соответствие между режимом работы СПГГ и газовой турбины. Это соответствие, как известно, сводится к постоянству отношения

$$k_s = \frac{G_z \sqrt{T_z}}{p_z}$$

и может быть достигнуто различными способами, а именно:

а) выпуском части воздуха из продувочного ресивера в атмосферу;

б) перепуском его, минуя цилиндр дизеля, в газосборник, расположенный перед турбиной;

в) регенеративным подогревом воздуха, поступающего в компрессор;

г) дросселированием воздуха на входе в компрессор;

д) перепуском части воздуха из продувочного ресивера во впускной коллектор компрессора или непосредственно в компрессор;

е) выпуском части газа из газосборника в атмосферу;

ж) уменьшением степени сжатия дизеля;

з) изменением мертвого пространства цилиндров компрессора.

Кроме того, если установка состоит из блока СПГГ, снижение нагрузки возможно путем последовательного выключения отдельных генераторов газа. Эффективным является также регулирование установки, состоящей из нескольких СПГГ и дополнительной камеры сгорания, выключение из блока отдельных СПГГ, работающих на постоянном режиме, близком к номинальному, в сочетании с постепенным изменением подачи топлива в дополнительную камеру сгорания. Это позволяет плавно изменять мощность установки в широких пределах.

Возможны также другие способы регулирования и, в частности, сочетающие перечисленные выше способы [2].

Рассмотрим несколько подробнее основные способы регулирования СПГГ, работающих совместно с газовой турбиной.

1. Выпуск части воздуха из продувочного ресивера в атмосферу позволяет значительно расширить диапазон изменения мощности установки СПГГ-ГТ. Однако поскольку из ресивера выпускается воздух, на сжатие которого затрачена часть мощности дизеля, подобный способ регулирования снижает экономичность установки. Все же если за основу регулирования нагрузки принят отвод «лишнего» газа на пути его от компрессора к турбине, то наиболее целесообразно его осуществить из продувочного ресивера.

Выпуск сжатого воздуха из ресивера уменьшает суммарные гидравлические потери при входе потока из компрессора и в распределительных окнах дизеля. При заданном давлении продувочного воздуха степень повышения давления в компрессоре в случае такого регулирования снижается, что, в свою очередь, несколько уменьшает число циклов СПГГ.

Выпуск воздуха в атмосферу должен производиться до тех пор, пока не установится прежнее значение параметра Стодолы.

Но этот параметр определяется не только производительностью компрессора, но и давлением и температурой газа за СПГГ:

$$k_S = \frac{G_{к\mu_0} \sqrt{T_2}}{p_2},$$

где μ_0 — по-прежнему $\frac{G_2}{G_k}$.

Отвод части воздуха снижает p_2 , так как при этом уменьшается давление наддува. Что касается изменения температуры газа, то этот вопрос намного сложнее. При прочих равных условиях выпуск части воздуха из продувочного ресивера в атмосферу уменьшает общий коэффициент избытка воздуха. В связи с этим температура газа за СПГГ возрастает. Однако не следует забывать, что и сжатый воздух вносит в рабочий процесс дизеля довольно значительную долю тепла, которая с уменьшением нагрузки растет. Так, например, по данным стендовых испытаний СПГГ GS-34 с уменьшением нагрузки со 100 до 25% избыточное теплосодержание воздуха, отнесенное к теплу, введенному с топливом, возрастает с 34,4 до 44,2%. Следовательно, количество физического тепла воздуха, участвующего в процессе сгорания вполне соизмеримо с теплом, внесенным с топливом, и не может не влиять на температуру продувочных газов. Это влияние было нами подробно рассмотрено при анализе теплового баланса СПГГ. Температура газа за СПГГ согласно уравнению теплового баланса

$$t_2 = \frac{H_u [1 - \eta_e (1 - r) - \eta_e - q_n]}{c_{pm} [G_k (1 - r) + 1]} + t_0, \quad (145)$$

где r — доля выпущенного в атмосферу воздуха.

Расчет показывает, что с увеличением количества воздуха, выпускаемого из продувочного ресивера (уменьшение r), температура газа перед турбиной растет. Однако этот рост несколько задерживается из-за потери части тепла вместе с отводимым потоком воздуха. Повышение температуры газа за СПГГ, вызванное выпуском воздуха из продувочного ресивера, несколько уменьшает диапазон изменения нагрузок при этом способе регулирования.

2. Перепуск части воздуха из продувочного ресивера непосредственно в газосборник перед турбиной менее эффективен, чем описанный способ регулирования. Очевидно, что перепустить можно только ту часть воздуха G_n , которая не участвует в рабочем процессе дизеля:

$$G_n = G_k - G_o = G_o (\beta - 1),$$

$$G_o = \alpha L_0 \varphi \text{ кг};$$

где

$$\beta = \frac{G_k}{G_o};$$

где G_k — производительность компрессора, отнесенная к 1 кг топлива, в кг.

При перепуске части воздуха гидравлическое сопротивление на пути от компрессора к турбине снижается, что повышает экономичность установки. Количество воздуха, которое можно перепустить в газосборник, растет с уменьшением нагрузки, что следует из уравнения энергетического баланса

$$\beta = \frac{H_u \tau_e \eta_k}{A l_k G_o}.$$

Однако при перепуске воздуха в газосборник производительность генератора газа и температура газа за СПГГ мало изменяются. Поэтому диапазон нагрузок увеличивается незначительно (на 10—15%). Естественно, что этот способ регулирования мало влияет на расширение диапазона нагрузок, но может несколько повысить экономичность установки.

3. Регенеративный подогрев воздуха, поступающего в компрессор, может быть легко осуществлен в любой газотурбинной установке с СПГГ. Если для регенеративного подогрева сжатого воздуха необходимы особые условия (разделение воздушного потока за компрессором, установка дополнительной камеры сгорания и т. п.), то для подогрева воздуха перед впускным коллектором требуется только регенератор.

Температура воздуха за регенератором определится из уравнения

$$T_1 = \varphi_R (T_y - T_0) \mu_0 + T_0, \quad (146)$$

где φ_R — коэффициент регенерации;

T_y — температура отработавшего газа за турбиной;

T_0 — температура воздуха перед регенератором;

$$\mu_0 = \frac{G_2}{G_k}.$$

Подогрев воздуха уменьшает весовую производительность компрессора СПГГ, не влияя на работу сжатия за цикл. При работе на внешней характеристике производительность компрессора

$$G_k = \frac{\mu' p_k n}{T_1 \epsilon_k^{m_1 - 1}} \text{ кг/сек},$$

где $\mu' = \frac{G_k T_k}{p_k n}$ — параметр, пропорциональный производительности компрессора, в $\text{м}^3/\text{цикл}$;

T_1 — температура воздуха в начале сжатия в компрессоре в $^\circ\text{К}$.

Увеличение температуры воздуха на входе в компрессор, естественно, приводит к некоторому увеличению температуры газа за СПГГ. Это немного сужает диапазон изменения нагрузки при данном способе регулирования. С другой стороны, увеличение температуры T_1 приводит также к повышению температуры в конце сжатия в дизеле. Это позволяет больше снизить степень сжатия дизеля, не опасаясь нарушения устойчивого процесса воспламенения топлива. Уменьшение степени сжатия дизеля, в свою очередь, дает возможность уменьшить индикаторную работу, число циклов и производительность компрессора, снизить минимальную нагрузку СПГГ.

4. Дросселирование воздуха на входе в компрессор, как и предыдущий способ регулирования мощности, уменьшает весовую производительность компрессора, равную

$$g_k = \frac{2F_k S \lambda_0 p_1'}{RT_1} \text{ кг/цикл},$$

где p_1' — начальное давление сжатия в компрессоре в *ата*.

Дросселирование приводит к увеличению коэффициента гидравлических потерь и к снижению адиабатного к. п. д. установки. Однако следует помнить, что суммарные гидравлические потери повышаются в данном случае только вследствие увеличения сопротивления на входе в компрессор, в то время как на других участках пути газового потока оно может даже несколько снизиться. Поэтому общее увеличение гидравлических потерь может быть сравнительно невелико.

При заданном давлении сжатия воздуха в компрессоре дросселирование приводит к увеличению λ_k , а следовательно, и температуры воздуха в конце сжатия. Эта температура равна

$$T_k = T_1 \left(\frac{p_k}{p_0 p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}, \quad (147)$$

где v_0 — коэффициент дросселирования.

p_1 — давление воздуха в начале сжатия без дросселирования в ата.

Дросселирование воздуха на входе в компрессор расширяет диапазон изменения нагрузки СПГГ. Так, по расчетам С. И. Погодина, при уменьшении p_1 на 10% минимальная мощность установки может быть уменьшена до 40%, а при уменьшении p_1 на 20% — до 30%.

5. Перепуск части воздуха из продувочного ресивера во впускной коллектор компрессора как бы объединяет в себе два способа регулирования СПГГ: выпуск части сжатого воздуха в атмосферу и подогрев воздуха на входе.

При этом способе регулирования часть воздуха, циркулируя через впускной коллектор, компрессор и продувочный ресивер, подогревает основной поток воздуха. Температура подводимого к компрессору воздуха может быть найдена из уравнения

$$T_1 = \mu_R T_K + (1 - \mu_R) T_0, \quad (148)$$

где μ_R — весовая доля циркулирующего воздуха;

T_K — температура воздуха за компрессором;

T_0 — температура окружающего воздуха.

Очевидно, производительность компрессора в результате рециркуляции воздушного потока будет равна

$$G'_K = G_K (1 - \mu_R) \frac{T_0}{T_1} \text{ кг/сек}, \quad (149)$$

где G_K — производительность компрессора, работающего без рециркуляции.

Благодаря двойному воздействию на производительность компрессора количество циркулирующего воздуха μ_R , необходимое для заданного снижения нагрузки, получается меньше, чем количество выпускаемого или перепускаемого воздуха при других способах регулирования. Поэтому и потери энергии при рециркуляции воздушного потока получаются наименьшими. Диапазон регулирования СПГГ при рециркуляции также значительно расширяется.

Подставляя значение T_1 из формулы (147) в уравнение (149), получим

$$G'_K = \frac{G_K}{\frac{\mu_R}{(1 - \mu_R)} \cdot \frac{T_K}{T_0} + 1} \text{ кг/сек}. \quad (150)$$

Изменение производительности компрессора G'_K , как видно из уравнения (150), несколько опережает изменение величины μ_R .

Однако в реальном СПГГ ни один из способов регулирования не проявляет себя «в чистом виде». Приведенная формула дает возможность оценить производительность СПГГ, как это уже было указано, только под действием рециркуляции и подогрева воздушного потока. В действительности рециркуляция может сопро-

воздаваться некоторым снижением степени сжатия дизеля (так как повышение температуры в конце сжатия T_c позволяет сделать это) и увеличением мертвого пространства компрессора. Эти дополнительные факторы также уменьшают производительность генератора газа и снижают минимальную нагрузку, на которой установка может работать устойчиво. Поэтому одновременно с влиянием рециркуляции полезно рассмотреть влияние уменьшения степени сжатия дизеля на производительность генератора газа.

Таблица 40

N в %	$\varepsilon_d = 9$		$\varepsilon_d = 6,5$	
	a_k	λ	a_k	λ
100	0,0833	0,7600	0,1144	0,689
70	0,0986	0,7805	0,1355	0,700
40	0,1135	0,8045	0,1560	0,731

сжатия дизеля на производительность генератора газа.

В табл. 40 приведены результаты расчета мертвого пространства и коэффициента наполнения компрессора СПГГ GS-34. Расчет выполнен для различных нагрузок и значений степени сжатия дизеля.

Из табл. 40 видно, что снижение ε_d с 9 до 6,5 приводит к уменьшению объемного коэффициента наполнения примерно на 10%.

Такого снижения степени сжатия дизеля приводит к уменьшению индикаторного к. п. д. (а следовательно, и индикаторной работы дизеля и компрессора) и числа циклов СПГГ. В рассматриваемом случае индикаторный к. п. д. снижается на 10,8% (с 39,2 до 35%). Соответственно должна уменьшиться и производительность компрессора. Регулирование изменением степени сжатия дизеля достаточно экономично и ограничивается, по существу, только минимальным значением ε_d , при котором еще обеспечивается устойчивое воспламенение топлива. Практически регулирование путем рециркуляции и изменением степени сжатия дизеля применяются одновременно.

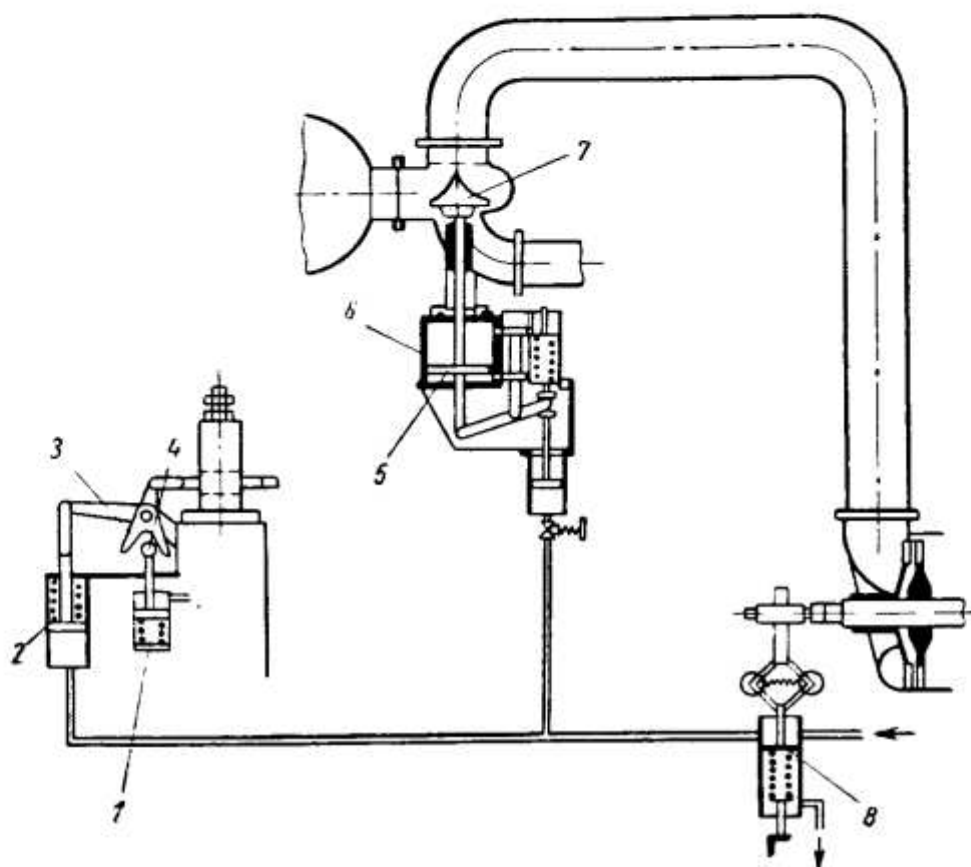
6. Выпуск части газа из ресивера в атмосферу является наименее экономичным способом регулирования, но зато он прост и максимально увеличивает диапазон изменения нагрузок СПГГ.

Этот способ широко применяется в комбинированных газотурбинных установках, поэтому кратко остановимся на его практическом выполнении.

Регулирование по этому способу проводится следующим образом (фиг. 94). Поворотом рабочего маховичка, расположенного на пульте управления, приводят в движение регулирующий дроссельный клапан 7. При опускании регулирующего клапана жидкость, находящаяся под давлением в резервуаре, не показанном на фигуре, поступает по трубопроводам к сервомотору 6, связанному с перепускным клапаном в турбине, и к сервомотору 2.

Воздействие сервомотора на рейку топливного насоса может начаться только с определенной минимальной нагрузки СПГГ. Для этого в регулирующем устройстве предусмотрены ограничитель 3 подачи топлива, упор 4 сервомотора 1 ограничителя подачи топли-

ва, который находится под давлением сжатого воздуха из продувочного ресивера. Это давление, как известно, пропорционально нагрузке СПГГ. При заданной минимальной нагрузке упор 4 опускается вниз, и возникает связь между пультом управления и рейкой топливного насоса. Одновременно с сервомотором 2 топливного насоса может начать действовать сервомотор, связанный через поршень 5 с перепускным клапаном 7. Трубопровод, ведущий от



Фиг. 94. Схема системы регулирования установки с СПГГ:
 1, 2 и 6 — сервомоторы; 3 — ограничитель; 4 — упор; 5 — поршень сервомотора; 7 — перепускной клапан; 8 — дроссельный клапан.

газосборника к турбине, перекрывается; одновременно трубопровод, связывающий газосборник с атмосферой, открывается и часть газа выбрасывается наружу.

Помимо описанных устройств, на комбинированной силовой установке с СПГГ применяются также различные регуляторы безопасности. Один из них, предохраняющий турбину от разноса, показан на фиг. 94. На валу турбины устанавливается центробежный регулятор, который в случае чрезмерного увеличения числа оборотов открывает дроссельный клапан 8 и с помощью гидротрансформатора и сервомоторов 1, 2 и 6 воздействует на рейку топливного насоса и перепускной клапан 7.

7. Изменение мертвого пространства компрессора СПГГ, работающего с переменным ходом блока поршней, явилось бы, как показывают расчеты, наиболее экономичным способом регулирования на малых нагрузках. При увеличении относительного мерт-

вого пространства компрессора a_k уменьшаются объемный коэффициент наполнения и производительность компрессора за цикл. Уменьшение производительности не связано с потерями газа в атмосферу, затратой энергии на рециркуляцию воздушного потока или с ростом гидравлических потерь на пути от компрессора к турбине.

Увеличение мертвого пространства компрессора, если оно не вызвано смещением в. м. т. блока поршней, не влечет за собой снижения степени сжатия и к. п. д. дизеля.

Однако при значительном снижении нагрузки при этом способе регулирования потребуются очень большие дополнительные объемы, так как на малых нагрузках влияние снижения λ_k на производительность компрессора усиливается.

Таким образом, и этот способ при переменном ходе блока поршней не решает задачу увеличения диапазона устойчивых нагрузок.

Хотя уменьшение коэффициента наполнения компрессора несколько снижает его экономические показатели, все же при этом способе регулирования экономичность комбинированной установки снижается в наименьшей степени.

Сопоставляя уравнение Стодолы и выражение для определения производительности компрессора за цикл, получаем коэффициент наполнения компрессора:

$$\lambda = \frac{k_S p_1}{\sqrt{T_2}} \cdot \frac{1}{F_k c_m \gamma_1 \nu_0} \quad (151)$$

где γ' — плотность (удельный вес) воздуха в начале сжатия в компрессоре в $кг/м^3$;

c_m — средняя скорость блока поршней в $м/сек$.

Отсюда относительное мертвое пространство

$$a_k = \frac{1 - \frac{k_S}{F_k \gamma_1 \nu_0} \cdot \frac{P_2}{c_m \sqrt{T_2}}}{\frac{1}{\Pi_k^{m_2}} - 1} \quad (152)$$

Согласно этому выражению a_k зависит от следующих переменных величин:

$$a_k = f(\Pi_k, c_m, T_2). \quad (153)$$

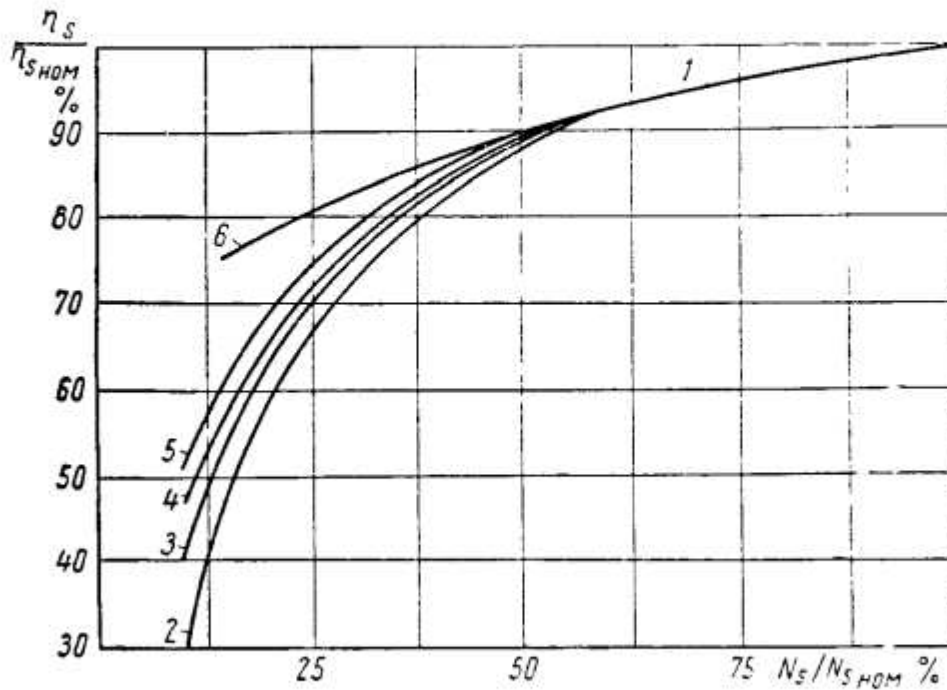
Так как все эти переменные, в свою очередь, зависят от нагрузки или давления газа за СПГГ, выражение (153) можно заменить более простым:

$$a_k = f'(p_2), \quad (154)$$

в котором отражена реальная связь приведенных параметров.

На фиг. 95 приведены для сравнения графики $\eta_s = f(N_s)$, рассчитанные в относительных величинах для различных способов регулирования СПГГ. Из графиков видно, что на режимах

$N_s \leq 50\%$ наименее экономичным способом регулирования является выпуск газа из ресивера в атмосферу, а наиболее экономичным — изменение мертвого пространства компрессора.

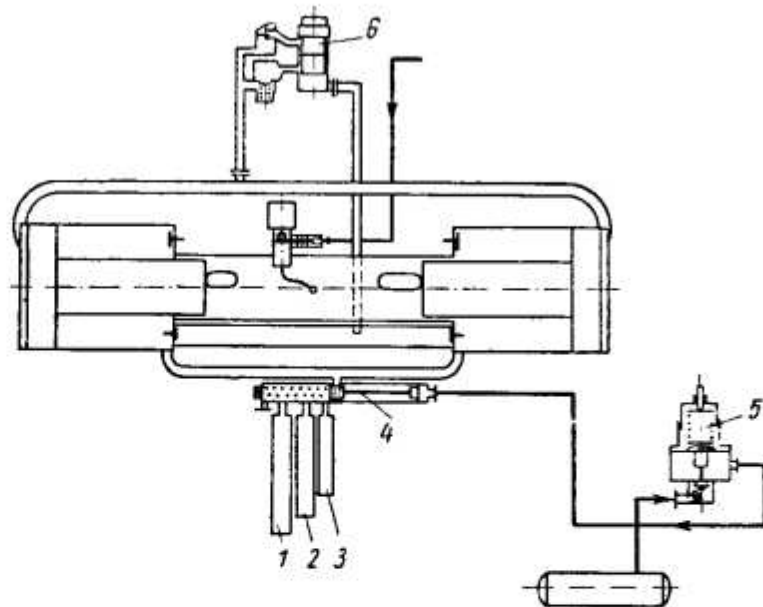


Фиг. 95. Характер изменения адиабатного к. п. д. СПГГ при различных способах регулирования:

1 — изменение хода блока поршней (100—50%); 2 — выпуск части рабочего газа в атмосферу; 3 — выпуск воздуха из продувочного ресивера; 4 — дросселирование воздуха на входе в компрессор; 5 — рециркуляция; 6 — изменение a_k при постоянном ходе блока поршней.

Фиг. 96. Схема регулирования СПГГ путем ступенчатого подключения дополнительных объемов к мертвому пространству компрессора:

1, 2, 3 — дополнительные объемы; 4 — золотник; 5 — редуктор; 6 — стабилизатор степеней сжатия дизеля.



Несмотря на очевидные преимущества последнего способа регулирования, его широкому практическому использованию до сих пор мешало при переменном ходе блока поршней значительное

усложнение конструкции. Изменение мертвого пространства компрессора в этом случае достигалось в основном двумя способами: либо подключением дополнительного объема, либо перемещением клапанных досок с помощью специального механизма. Однако изменения величины a_k можно достигнуть, не передвигая клапанных досок. Для этого достаточно подключать к мертвому пространству компрессора дополнительный объем.

Схема ступенчатого регулирования СПГГ, при котором в зависимости от нагрузки к мертвому пространству компрессора последовательно присоединяются (или отключаются) дополнительные объемы, показана на фиг. 96. Этот способ регулирования обеспечивает получение широкого диапазона устойчивых нагрузок при оптимальных к. п. д. установки. Для изменения a_k к цилиндрам компрессоров СПГГ подключаются при помощи золотника 4 дополнительные объемы 1, 2, 3. Золотник 4 приводится в действие сжатым воздухом, поступающим от редуктора 5. Изменение подачи топлива сказывается на редукторе давления 5. Поддержание соответствующего давления в цилиндрах буфера осуществляется управляемым стабилизатором степени сжатия 6.

§ 19. РАБОТА СПГГ НА ВНЕШНЕЙ ХАРАКТЕРИСТИКЕ И СТАБИЛИЗАТОР СТЕПЕНИ СЖАТИЯ ДИЗЕЛЯ

В предыдущих параграфах способы изменения нагрузки генератора газа рассматривались вне зависимости от режима работы газовой турбины. Между тем режим работы установок СПГГ-ГТ определяется именно режимом работы турбины.

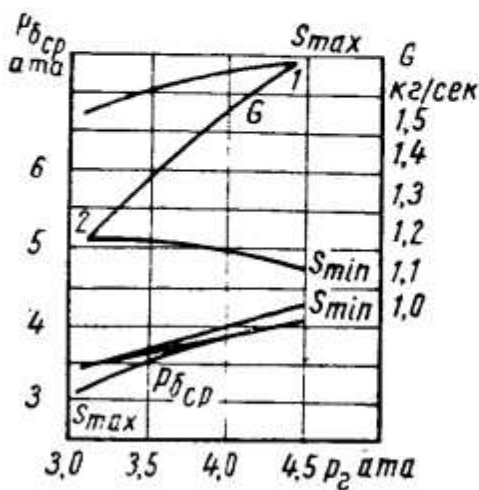
В связи с этим ниже, при анализе процессов регулирования, рассматриваются вопросы: 1) обеспечивается ли в генераторе газа при изменении подачи топлива автоматическое изменение параметров его процессов, необходимое для работы по внешней характеристике; 2) какое влияние на эту перестройку оказывает конструкция турбины, работающей совместно с СПГГ; 3) каков должен быть механизм автоматического восстановления энергетического баланса СПГГ (саморегулирование), которое возникает вслед за нарушением равновесия сил, действующих на блоки поршней генератора газа.

Как уже было сказано, при работе СПГГ по внешней характеристике изменение параметров его рабочего процесса, помимо условия энергетического и теплового балансов, начинает удовлетворять также отношению Стодола.

В этом случае ход блока поршней находится в строгой зависимости от нагрузки генератора газа, и работа стабилизатора степени сжатия ϵ_d сводится лишь к уточнению положения мертвых точек блоков поршней, если имеют место чисто технологические нарушения связи между средними давлениями в продувочном ресивере и буферах. Практически такие нарушения (например, утечки) есть всегда. Поэтому, несмотря на, казалось бы, ограниченные

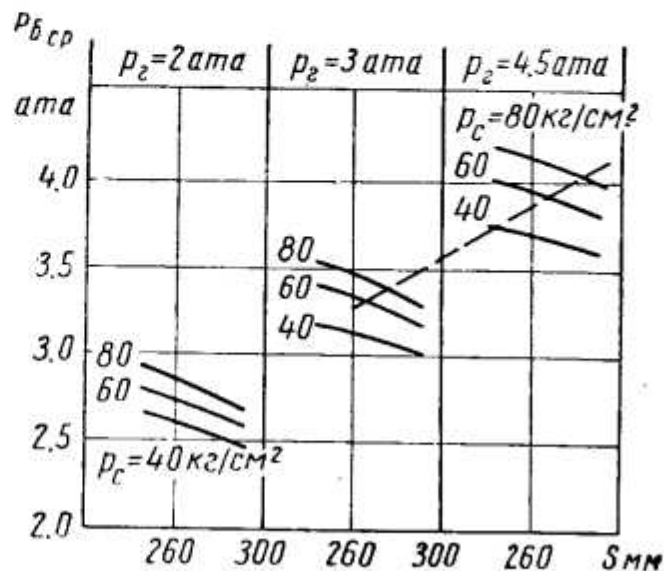
функции стабилизатора, он обязателен в установке СПГГ, работающей с переменной нагрузкой.

На фиг. 97 показана расчетная внешняя характеристика $G_2 = j(p_2)$ СПГГ ЦНИИ МПС. Площадь графика, заключенная между крайними кривыми расхода G_2 , соответствующими S_{max} и S_{min} , представляет собой «поле режимов», каждая точка которого соответствует возможному рабочему процессу СПГГ.



Фиг. 97. Внешняя характеристика СПГГ $G = j(p_2)$ и соответствующее изменение среднего давления в буфере $p_{б.ср}$:

1 — максимальная производительность;
2 — минимальная производительность.



Фиг. 98. Изменение давления в конце сжатия p_c в дизеле СПГГ при различных нагрузках и постоянном эквивалентном сечении турбины.

На фиг. 98 то же «поле режимов» показано в несколько иных координатах. Из фигуры видно, в каком диапазоне могут изменяться давление газа за СПГГ (или пропорциональное ему давление в продувочном ресивере), среднее давление в буферах $p_{б.ср}$ и давление p_c в конце сжатия в дизеле СПГГ при различной величине хода блока поршней. Так, при среднем давлении в буфере около 3 кг/см^2 может быть обеспечено давление газа $p_2 = 3 \div 2 \text{ кг/см}^2$, что соответствует давлению в конце сжатия p_c , равному от 40 до 80—100 кг/см^2 .

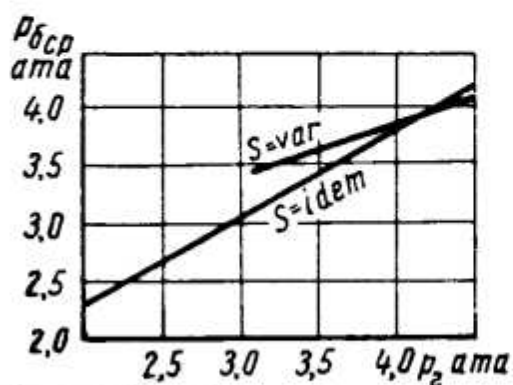
Таким образом, при изменении нагрузки СПГГ работа его дизеля может оказаться крайне неустойчивой. Чрезмерное давление сжатия (а следовательно, и сгорания) может смениться давлением, недостаточным для воспламенения топлива, что влечет за собой остановку генератора газа.

Отсюда следует, что стабилизатор степени сжатия должен работать по строго определенной программе, обеспечивающей необходимое давление p_c во всем диапазоне нагрузок СПГГ.

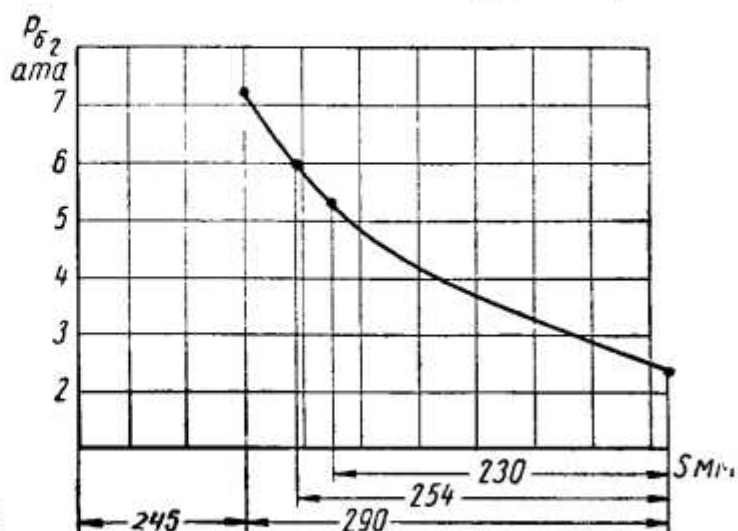
Учитывая сложность процесса регулирования генератора газа, рассмотрим взаимосвязь рабочих параметров на конкретном примере работы СПГГ совместно с турбиной с постоянным эквивалентным сечением.

Зависимость $p_{до-з} = f(p_2)$, полученная расчетным путем для СПГГ ЦНИИ МПС, работающего по внешней характеристике, показана на фиг. 99. Эта зависимость соответствует случаям работы СПГГ с переменным и постоянным ходами блока поршней.

Нанесем расчетную характеристику стабилизатора на диаграмму возможных изменений давления в конце сжатия p_c . Из фиг. 98



Фиг. 99. Изменение среднего давления в буфере $p_{б.ср}$ в зависимости от нагрузки при постоянном эквивалентном сечении турбины.



Фиг. 100. Изменение конечного давления в буфере $p_{б2}$ при постоянном эквивалентном сечении турбины.

видно, что равновесие сил в стабилизаторе соответствует допустимым значениям p_c . Однако из этого сопоставления графиков еще неясно, как практически поддерживается требуемое давление в конце сжатия во всем диапазоне нагрузок.

Из фиг. 99 видно, что зависимость $p_{б.ср} = f(p_2)$ представляет собой прямую линию. Этот график является, по существу, характеристикой стабилизатора, которая должна удовлетворять конкретной кривой $G_2 = f(p_2)$. Однако графическим построением можно показать, что стабилизатор степени сжатия не обладает такой избирательной способностью.

На фиг. 97, кроме внешней характеристики СПГГ, приведены кривые $p_{б.ср} = f(p_2)$, построенные для предельных значений хода блока поршней S_{max} и S_{min} . Эти кривые, являющиеся характеристиками стабилизатора, располагаются очень близко друг к другу. Таким образом, все характеристики стабилизатора имеют вид узкого пучка кривых. Опыт показывает, что разброс их едва выходит за пределы возможной точности настройки стабилизатора.

Итак, при работе СПГГ на турбину с постоянным эквивалентным сечением правильно рассчитанный стабилизатор еще не обеспечивает автоматическое регулирование генератора газа и не поддерживает оптимальных значений давления сжатия p_c . Следует также иметь в виду, что один стабилизатор должен управлять обоими крайними положениями блока поршней.

Очевидно, для поддержания постоянной степени сжатия дизеля при переменном ходе блока поршней необходимо соблюдение еще одного условия.

Поскольку работа регулятора связана с работой буфера, рассмотрим влияние характера изменения давления в буфере на внешнюю характеристику СПГГ. Выясним также, в каком случае возможна работа генератора газа на частичных нагрузках без участия регулятора при условии, что буфер герметичен. Это условие удовлетворяется, когда начальное давление в буфере остается неизменным на всех нагрузках СПГГ, а давление в конце сжатия p_{δ_2} на разных нагрузках соответствуют одной политропе.

Если построить график зависимости $p_{\delta_2} = f(S)$ для выбранного значения сжатия буфера на номинальной нагрузке, то, очевидно, все конечные давления сжатия, соответствующие различным значениям хода блока поршней, расположатся на одной политропе со средним показателем m (фиг. 100):

$$p_{\delta_2} = p_{\delta_1} \varepsilon_{\delta}^m = p_{\delta_1} \left(\frac{S}{a_{\delta}} + 1 \right)^m,$$

где a_{δ} — линейный размер мертвого пространства буфера.

График изменения работы расширения в буфере также может быть построен в зависимости от хода блока поршней. Отношение конечного давления сжатия в буфере к работе расширения в нем зависит, в основном, от степени сжатия и при определенном значении ε_{δ} сохраняет постоянство во всем диапазоне изменения хода блока поршней (или, что то же самое, во всем диапазоне нагрузок).

Работа расширения в буфере

$$L_{p.\delta} = \frac{1}{m-1} p_{\delta_1} (\varepsilon_{\delta}^{m-1} - 1) V_{\delta} \text{ кгм.}$$

Отношение

$$\frac{p_{\delta_2}}{L_{p.\delta}} = k \frac{\varepsilon_{\delta}^m (m-1)}{\varepsilon_{\delta}^{m-1} - 1}.$$

Таким образом, кривая $p_{\delta_2} = f(S)$ одновременно является и кривой $L_{p.\delta} = f(S)$. При нарушении установившегося режима работы генератора газа, вызванного изменением подачи топлива на цикл, немедленно начинается процесс саморегулирования. Ход блока поршней изменяется, причем новые крайние положения блока строго соответствуют новым условиям энергетического баланса.

Итак, где бы ни остановился блок поршней, израсходовав энергию, полученную при рабочем ходе, любая точка на политропе сжатия в буфере будет соответствовать новой нагрузке генератора газа, работающего совместно с турбиной.

Рассмотрим, почему только при работе СПГГ по внешней характеристике возникают условия для саморегулирования.

Для этого подставим в параметр Стодолы

$$\frac{G_z \sqrt{T_z}}{p_z} = k_S$$

производительность генератора

$$G_z = G_{\kappa, \mu_0} = 2F_{\kappa} S \gamma' \mu_0 \cdot \frac{n}{60}$$

и найдем из него ход блока поршней:

$$S = \frac{k_S \cdot 30}{F_{\kappa} \mu_0 \gamma_1} \cdot \frac{p_z}{\lambda n \sqrt{T_z}}$$

Температура газа за СПГГ, при заданной зависимости гидравлического сопротивления от нагрузки, является однозначной функцией давления p_z (т. е. нагрузки). Коэффициент наполнения компрессора λ также зависит главным образом от давления газа за СПГГ или, точнее, от степени повышения давления в компрессоре. Величина γ' при неизменных условиях окружающей среды может быть принята постоянной, а параметр μ_0 при высоком коэффициенте избытка воздуха мало отличается от единицы.

Таким образом, при работе СПГГ совместно с турбиной или на сопло постоянного сечения ($k_S = \text{idem}$) изменение хода блока поршней также становится однозначной функцией нагрузки генератора газа, и уравнение для определения S может быть переписано в таком виде:

$$S = k' \frac{p_z}{\sqrt{T_z} f(p_z)},$$

где k' — постоянная величина.

При работе СПГГ на сопло переменного сечения или по любой другой характеристике, не отвечающей условию $k_S = \text{idem}$, изменение хода S перестает быть однозначной функцией давления газа перед турбиной. Связь между зависимостями $L_{p, \delta} = f(S)$; $S = f(p_z)$ и $p_{\delta 2} = f(S)$ нарушается, и политропа сжатия воздуха в буфере перестает быть кривой саморегулирования. Значит, степень сжатия буфера не может быть выбрана произвольно. Задав степень сжатия ε_{δ} и начальным давлением в буфере, по внешней характеристике можно определить характер изменения давления в буфере на различных нагрузках.

Из фиг. 100 видно, что расчетные точки $p_{\delta 2}$ ложатся на одну политропу, а начальное давление в буфере практически соответствует одной точке. При этом степень сжатия буфера на номинальной нагрузке равна около 2,18, что хорошо совпадает со значением того же параметра у геометрически подобных СПГГ модели GS-34.

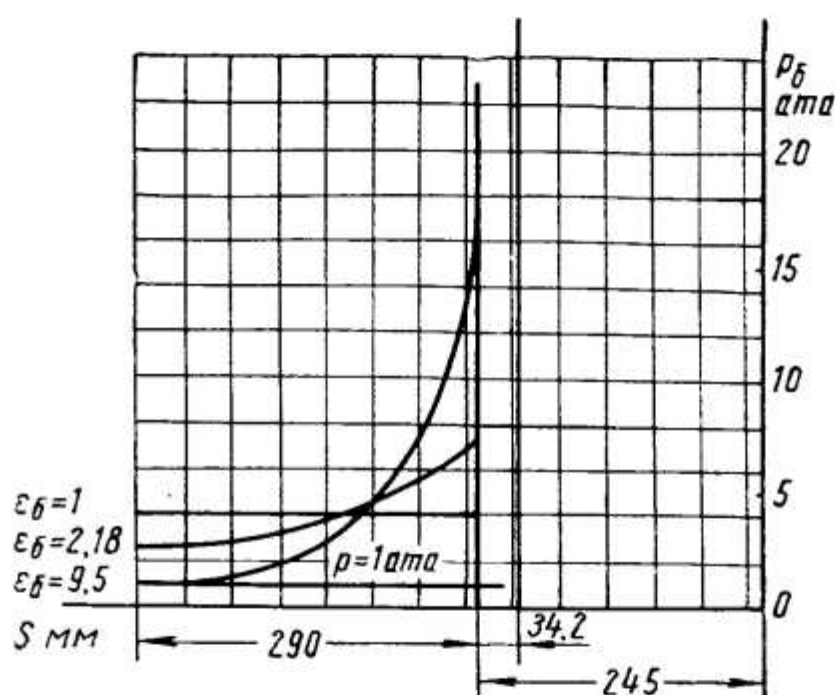
Из сказанного можно сделать очень важные выводы о том, что стабильность степени сжатия дизеля и оптимальные положения н. м. т. блока поршней определяются характером изменения давления в буфере.

Какова же действительная роль регулятора в стабилизации крайних положений поршней?

Нужно иметь в виду, что программа работы стабилизатора $p_{б.ср} = f(p_c)$ получена расчетным путем для одной и той же внешней характеристики СПГГ, а органы его перемещения подобраны в соответствии с программой работы. Поэтому можно утверждать, что на всех режимах будут поддерживаться условия равновесия сил, действующих на золотник стабилизатора.

При нарушении связи между средними давлениями в буфере и ресивере стабилизатор, вступив в действие, изменит положение н. м. т. блока поршней так, чтобы восстановилась степень сжатия дизеля.

На действующих моделях СПГГ с целью расширения диапазона нагрузок прибегают к увеличению мертвого пространства комп-



Фиг. 101. Изменение движения $p_{б}$ в буфере при различной степени сжатия $\epsilon_{б}$ и $L_{р.б} = \text{idem}$.

рессора. Поэтому на стабилизатор степени сжатия накладывают дополнительные функции с помощью специального золотникового механизма.

Выясним влияние характера изменения давления в буфере на число циклов СПГГ.

На фиг. 101 показаны политропы сжатия в буфере при одинаковой величине работы $L_{р.б}$ и неизменном ходе блока поршней, построенные для трех значений степени сжатия.

При бесконечно большом объеме буфера ($\epsilon_{б} = 1$) изменение давления будет происходить по изобаре. Если при сведенных блоках поршней установить в буферах минимальное допустимое начальное давление $p_{н} = 1$ атм, то для сохранения постоянства рабо-

ты сжатия придется повысить степень сжатия ϵ_b до 9,5. Это значение степени сжатия будет максимальным. Третья политропа сжатия занимает промежуточное положение и соответствует степени сжатия $\epsilon_b = 2,18$, принятой для СПГГ ЦНИИ МПС.

В результате изменения ϵ_b изменяются характер результирующей сил, действующих на блок поршней, и, как следствие, эпюра его скоростей. Изменяется и число циклов генератора газа, причем увеличение ϵ_b от 1 до 9,5 повышает число циклов на 50%.

Однако при регулировании нагрузки путем изменения хода блока поршней этот способ повышения числа циклов, как уже было показано, не может быть использован.

Следует отметить, что в большинстве случаев конструктивные особенности блоков поршней и крышек буферов (при внутреннем расположении цилиндров компрессора) не позволяют поднять степень сжатия буфера выше 3,5—4. При увеличении ϵ_b с 2,18 до 4 число циклов увеличится на 15—20%.

Изменение характеристики падения давления в буфере позволяет при сведенных блоках поршней уменьшить силы со стороны буфера, а при положении их в н. м. т., наоборот, увеличить. Если повышение числа оборотов обычного дизеля выше расчетного приводит к существенному снижению продолжительности работы его без ремонта, то повышение числа циклов генератора газа сказывается на времени работы его без ремонта в значительно меньшей степени. Средняя скорость блоков поршней геометрически подобных генераторов газа зависит во многом от их веса. Для небольших СПГГ она равна около 11 м/сек, а для мощных (модели GS-34) — около 9 м/сек. Повышение адиабатной мощности СПГГ путем увеличения числа циклов очень целесообразно. В генераторе газа, как указывалось, отношение максимальной скорости блока поршней к средней при сближении их меньше, чем при движении в обратном направлении. При сближении блоков поршней это отношение составляет около 1,35, а при рабочем ходе дизеля — около 1,5. Повышение числа циклов путем увеличения давления в буфере приводит к сближению значений указанного отношения скоростей блока поршней при движении в обоих направлениях.

На основании изложенного выше краткого анализа можно сделать следующие выводы.

1. Для обеспечения условий саморегулирования СПГГ при изменении подачи топлива по заданной внешней характеристике необходимы:

а) соответствующие размеры генератора газа, способные обеспечить нужную производительность СПГГ на номинальной нагрузке;

б) постоянство эквивалентного сечения турбины, соответствующего этой нагрузке.

2. Для обеспечения регулирования, т. е. поддержания наивыгоднейшего положения н. м. т. блока поршней, требуется:

а) оптимальное значение степени сжатия буфера ϵ_b , обеспечи-

вающее необходимый характер изменения давления в буферах для СПГГ, геометрически подобной модели GS-34;

б) стабилизатор должен работать по определенной программе, соответствующей внешней характеристике.

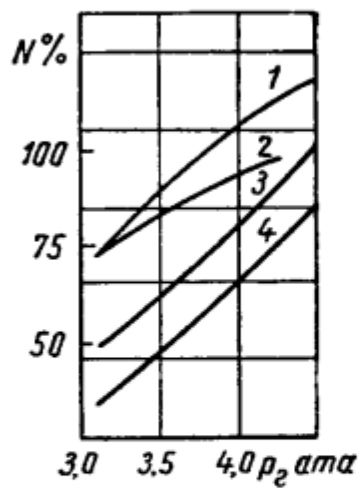
Одной из особенностей СПГГ, как известно, является то, что он может применяться в силовых установках различного назначения. Турбины же, совместно с которыми работает СПГГ, отличаются по конструкции и способу регулирования в соответствии с назначением силовой установки.

На транспортных (локомотивных) комбинированных установках перспективна газовая турбина с механической передачей, которая позволяет в рабочем диапазоне скоростей изменять крутящий момент до 4—5 раз. Такая установка будет иметь внешнюю характеристику, отличную от ранее рассмотренных. С изменением скорости движения локомотива (и, следовательно, скорости вращения вала турбины) коэффициент расхода турбины при полной подаче топлива в СПГГ может изменяться на 20%, что приведет к изменению эквивалентного сечения, на которое работает генератор газа. При максимальной нагрузке и различных числах оборотов турбины, придется управлять подачей топлива в связи с изменением коэффициента расхода турбины, чтобы поддержать необходимый весовой баланс СПГГ.

Как показывают расчеты, применение в установке СПГГ дополнительной камеры сгорания может значительно повысить мощность при одновременном снижении удельного веса установки и поверхностей ее холодильников. Однако при работе с включенной дополнительной камерой сгорания экономичность установки снижается. Поэтому лучше использовать дополнительную камеру сгорания только как средство форсирования установки. Включение или выключение ее приводит к изменению отношения Стодола, так как параметры газа перед турбиной p_2 и T_2 при этом изменяются независимо от производительности СПГГ. Таким образом, воздействие дополнительной камеры на работу установки скажется также в условном изменении эквивалентного сечения турбины. Если дополнительная камера сгорания работает совместно с турбиной постоянного эквивалентного сечения, то для работы установки по внешней характеристике камера должна быть включена во всем диапазоне нагрузок. В этом случае или должна регулироваться подача топлива в камеру, или должна быть применена парциальная турбина.

Эффективным может быть сочетание тяговой турбины с дополнительной камерой сгорания. В этом случае необходимая тяга локомотива на руководящем подъеме обеспечивается работой установки с включенной камерой сгорания. При работе на горизонтальном участке с повышенной скоростью вращения турбины и уменьшением условного эквивалентного сечения дополнительную камеру сгорания выключают, стабилизируя, таким образом, необходимое соотношение параметров газа за СПГГ. Это позволяет

автоматически изменять нагрузку установки путем изменения подачи топлива в СПГГ, не прибегая к регулированию соплового аппарата турбины.



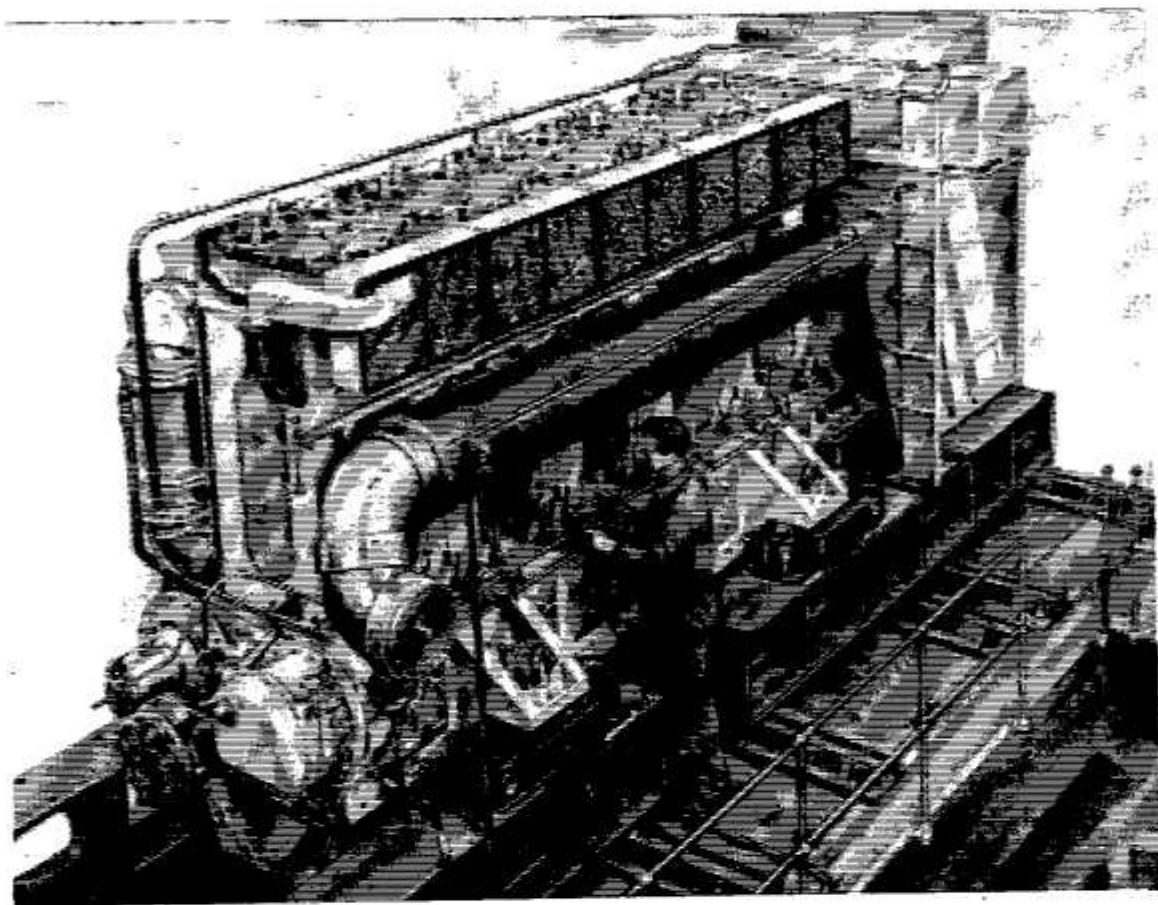
Фиг. 102. Внешняя характеристика и изменение нагрузки СПГГ силовой установки локомотива: 1 и 3 — внешняя характеристика и нагрузка при включенной дополнительной камере сгорания (максимальная скорость локомотива); 2 и 4 — то же при выключенной дополнительной камере сгорания.

Характер изменения производительности и нагрузки СПГГ с дополнительной камерой сгорания показан на фиг. 102.

Глава VI. МЕХАНИЧЕСКИЕ И СВОБОДНОПОРШНЕВЫЕ ГЕНЕРАТОРЫ ГАЗА

§ 20. СРАВНЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ И СВОБОДНОПОРШНЕВЫХ ГЕНЕРАТОРОВ ГАЗА

Анализ силовых установок с генераторами газа различных типов дает возможность сравнить их основные особенности и наметить области наиболее эффективного применения.

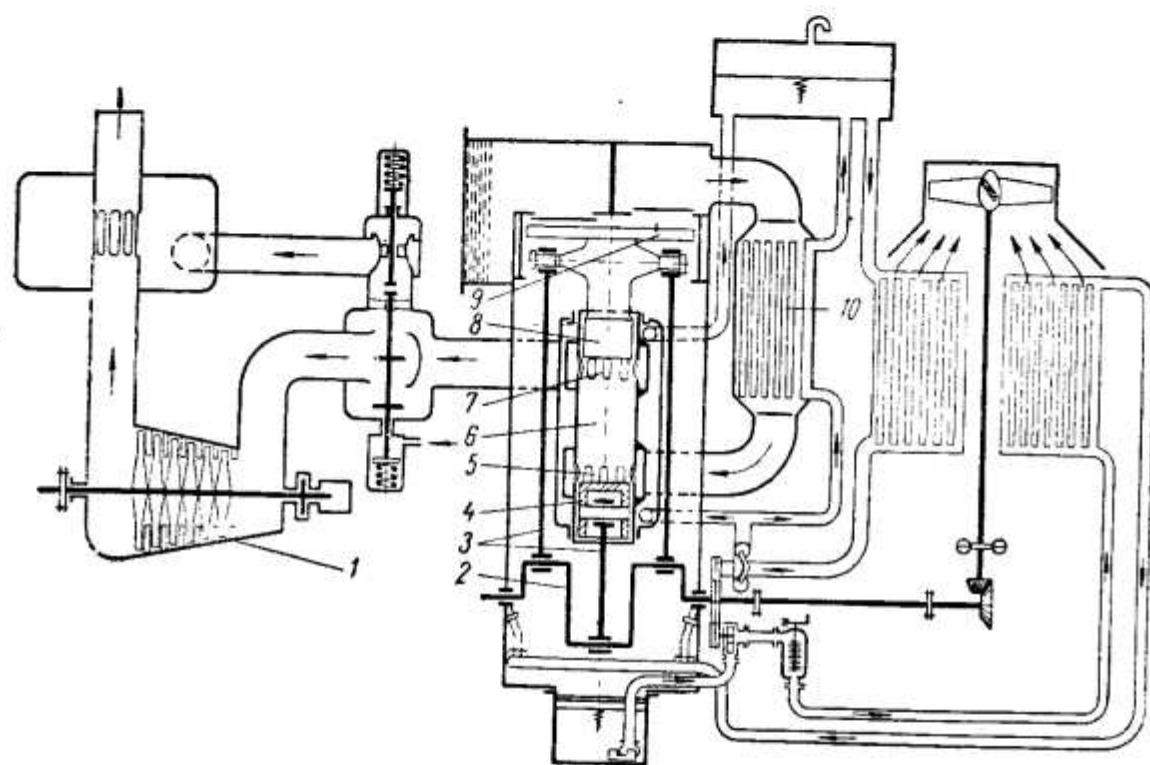


Фиг. 103. Внешний вид механического генератора газа.

Рассмотрим выполненные модели генераторов газа, получивших в настоящее время наибольшее распространение. К ним относятся СПГГ GS-34 мощностью 1250 л. с. и МГГ завода Гетаверкен мощностью 1300 л. с. (фиг. 103). Близкое совпадение адиабатных

мощностей этих генераторов делает их вполне подходящими объектами для сравнения.

СПГГ и МГГ, как известно, представляют собой агрегаты, совмещающие функции компрессора и камеры сгорания обычной газотурбинной установки. В отличие от СПГГ механический генератор газа обычно представляет собой блок из нескольких цилиндров, поршни которых связаны между собой коленчатым валом, шатунами и траверсами. Как и в СПГГ, в средней части МГГ расположен двухтактный дизель с прямоточно-щелевой продувкой. Полезная мощность дизеля расходуется на сжатие воздуха в цилиндрах



Фиг. 104. Схема МГГ Гетаверкен:

1 — газотурбина; 2 — коленчатый вал; 3 — шатуны; 4 — нижний поршень дизеля; 5 — продувочные окна; 6 — цилиндр дизеля; 7 — выпускные окна; 8 — верхний поршень дизеля; 9 — поршень компрессора; 10 — холодильник.

компрессора МГГ и на привод вспомогательных механизмов (фиг. 104).

МГГ типа Гетаверкен состоит из пяти вертикальных цилиндров. В каждом цилиндре двигателя 6 размещены два поршня 4 и 8, связанных шатунами 3 с одним коленчатым валом 2. На каждый цилиндр МГГ приходится один компрессор. Поршни компрессоров 9 жестко соединены с верхними поршнями дизеля. Коленчатый вал выполнен таким образом, что при продувке первыми закрываются выпускные окна 7 дизеля, а затем продувочные 5. Сжатый воздух из компрессоров, пройдя холодильник 10, направляется в цилиндры дизеля. Рабочий газ от МГГ направляется в газовую турбину 1. Газы, отработавшие в турбине, поступают в атмосферу. Коленчатый вал МГГ приводит в движение распределительный вал

и вспомогательные механизмы. Весь механический генератор помещается на раме.

Основные параметры рабочего процесса как СПГГ, так и МГГ связаны между собой уравнениями энергетического и теплового балансов.

Для анализа рабочего процесса МГГ эти уравнения должны быть несколько дополнены:

$$\begin{aligned} H_u \eta_e \eta_{ic} &= A l_k G_k; \\ \eta_c &= \eta_i \eta_m \eta_{ic}. \end{aligned} \quad (155)$$

где η_{ic} — коэффициент, учитывающий удельные затраты тепла на привод вспомогательных механизмов.

Уравнение теплового баланса

$$t_c = \frac{H_u [1 - q_s - (\eta_i + q_n + q_{ох})]}{c_{pm} (G_k + 1)} + t_0, \quad (156)$$

где c_{pm} — средняя удельная теплоемкость газа в ккал/кг·°С;
 t_c — температура газа за генератором газа в °С;
 t_0 — температура окружающего воздуха в °С;
 q_n — суммарные относительные тепловые потери;
 q_s — доля тепла, поступающего в дизель в виде избыточного теплосодержания сжатого воздуха;
 $q_{ох}$ — доля тепла, потерянного при охлаждении сжатого воздуха перед поступлением в дизель.

Основные параметры обоих генераторов газа приведены в табл. 41.

Таблица 41

Тип генератора газа	D в мм	D_K в мм	S в мм	n в цикл/мин	V_H в л	P_2 в кг/см ²	t_2 в °С	G_2 в кг/сек	N_S в л. с.	t_K в °С	η_D	P_2 в кг/см ²
СПГГ GS-34	340	900	480	586	87,1	3,2	450	4,0	1250	205	9,0	120
МГГ Гетаверкен	200	—	200 и 300	720	78,5	4,0	500	3,51	1300	—	11,8	65

Сопоставляя конструкции СПГГ и МГГ, приходим к выводам не в пользу механического генератора газа. В самом деле, при почти одинаковой адиабатной мощности СПГГ GS-34 имеет только три рабочие полости (один цилиндр дизеля и два цилиндра компрессора), в то время как МГГ Гетаверкен имеет десять цилиндров.

Однако расчет показывает, что разница в форсировании этих моделей сравнительно невелика.

Таблица 42

Тип генератора газа	N_i в л. с./л.	N'_i (с учетом ψ) в л. с./л.	c_m в м/сек	p_i в кг/см ²	$p_i c_m$	N_i в л. с.	q в ккал/л цикла	q' в ккал/м ² ч	η_i	η_s	q' (с учетом ψ) в ккал/м ² ч
СПГГ GS-34	14,35	26,1	9,4	10,4	97,6	1175	0,652	$20,4 \cdot 10^6$	0,400	0,425	$37,1 \cdot 10^6$
МГГ Гетаверкен	16,6	20,8	4,8 и 7,2	8,95	53,7	1125	0,573	$24,7 \cdot 10^6$	0,367	0,425	$30,9 \cdot 10^6$

Из табл. 42 следует, что литровая адиабатная мощность, отнесенная ко всему рабочему объему, у СПГГ почти такая же, как и у МГГ (19,35 и 16,6 л. с./л). Величины литровой мощности, рассчитанной по полезному ходу поршня, различаются значительно больше (26,1 и 20,8 л. с./л). Это объясняется большой разницей в величине доли потеряннного хода поршней. У СПГГ она равна почти половине хода поршня ($\Psi = 0,45$), а у МГГ — только около 0,2.

Из других параметров, характеризующих форсирование СПГГ и МГГ, в табл. 42 приведены средние скорости поршня и тепловые напряжения рабочих объемов, отнесенные к циклу q и ко времени q' . Кроме того, приведен параметр $p_i c_m$, рассчитанный по формуле для определения индикаторной мощности:

$$N'_i = 52,35 \cdot d^2 (p_i c_m). \quad (157)$$

Из сопоставления этих величин видно, что СПГГ GS-34 более форсирован, чем механический генератор газа.

Наличие коленчатого вала у МГГ, несомненно, влечет за собой значительное усложнение конструкции установки, дополнительные затраты на ее изготовление и ремонт. Однако для оценки воздействия кривошипно-шатунного механизма на протекание рабочего процесса генератора газа требуется более глубокий анализ.

Наличие у МГГ кривошипно-шатунного механизма изменяет характер взаимосвязи его основных параметров. Нарушение энергетического баланса СПГГ приводит к изменению хода блока поршней и даже к остановке СПГГ; у МГГ та же причина вызывает изменение числа оборотов коленчатого вала. Свойство МГГ изменять в широком диапазоне число оборотов коленчатого вала используется для регулирования производительности генератора газа. МГГ Гетаверкен может при регулировании нагрузки изменять число оборотов с 720 до 200 в минуту (на 72%), в то время как у СПГГ GS-34 число циклов в минуту колеблется в пределах 586—480 (т. е. всего 18%).

При уменьшении нагрузки СПГГ GS-34 до 25% ход блока поршней уменьшается на 17%.

Требуемое снижение мощности СПГГ достигается путем соответствующего изменения расхода и параметров генерируемого газа.

Процесс регулирования СПГГ GS-34 складывается из одновременного изменения числа циклов и хода блока поршней. Несмотря на относительно малое изменение величины хода блока поршней, оно играет решающую роль при работе СПГГ на переменных режимах. С изменением хода блока поршней меняется не только число циклов СПГГ, но и относительный объем мертвого пространства компрессора a_k , степень сжатия ϵ_d и время-сечение продувочных и выпускных окон дизеля.

От величины a_k зависят коэффициент наполнения компрессора λ и его производительность G_k .

Уменьшение хода блока поршней приводит к снижению коэффициента наполнения и производительности компрессора. Смещением крайних положений блока поршней обуславливается также изменение величины Ψ и время-сечения продувочных и выпускных окон. С падением нагрузок эти величины уменьшаются.

В МГГ ход поршня постоянен, поэтому изменение параметров газа, поступающего в турбину, связано только с изменением подачи топлива, а производительность генератора газа определяется числом оборотов вала. Такой способ регулирования позволяет довести минимальную нагрузку до 8%. Минимальная нагрузка СПГГ GS-34 составляет 35% номинальной. Дальнейшее снижение мощности требует других способов регулирования и, в частности, может быть достигнуто выпуском некоторой доли сжатого воздуха в атмосферу.

Постоянство хода поршня МГГ позволяет выбрать оптимальную высоту окон цилиндра дизеля, обеспечивающую лучшее протекание процесса газообмена при минимальных гидравлических потерях. В МГГ она получается значительно меньше, чем в СПГГ. Уменьшение высоты продувочных и выпускных окон в МГГ дает возможность, в свою очередь, снизить длину и вес поршней и тем самым повысить его литровую мощность. Закрытие выпускных окон раньше продувочных в МГГ способствует улучшению наддува и рабочего процесса дизеля.

В СПГГ GS-34 процессы сжатия в цилиндрах дизеля и компрессора совпадают. Это положительно сказывается на балансе работы цилиндров, но увеличивает мертвое пространство компрессора на высоту камеры сжатия двигателя. В результате коэффициент наполнения компрессора λ по сравнению с расчетным ухудшается, колеблясь в пределах 0,65—0,75.

Нужно отметить, что коленчатый вал у МГГ позволяет сделать привод к топливному насосу и ко всем вспомогательным механизмам более простой конструкции, чем у СПГГ.

Мощность генератора газа с понижением температуры окружающего воздуха может быть заметно повышена. В этом случае МГГ позволяет осуществить привод от вала к любому другому

потребителю (например, к электрогенератору), минуя турбину. Что касается установки с СПГГ, то избыточная мощность может быть использована только путем увеличения нагрузки турбины.

Рассматривая отдельные цилиндры МГГ Гетаверкен как автономные генераторы газа со смещенными во времени фазами рабочего процесса, можно увидеть, что подача воздуха из компрессора в продувочный ресивер на цикл значительно меньше, чем в СПГГ GS-34. Это позволяет уменьшить потери давления, вызванные конечным объемом воздушного ресивера.

Равномерное распределение подачи газа за оборот улучшает также условия работы турбины и дает возможность сократить размеры уравнивающего ресивера за МГГ.

Уменьшению потерь давления в ресивере МГГ способствует также более низкая температура воздуха за компрессором T_k (сжатый воздух проходит через холодильник). Меньшая величина хода верхних поршней МГГ обуславливает меньшую среднюю скорость поршней компрессоров (см. табл. 42). По тем же причинам значительно ниже потери в нагнетательных и впускных клапанах компрессора и продувочных окнах дизеля.

Таким образом, уменьшение средней скорости поршней и производительности компрессора на цикл, а также охлаждение сжатого воздуха снижают сопротивление на всем пути газового потока в МГГ.

Протекание рабочих процессов дизелей обоих типов генераторов газа имеет некоторые особенности, связанные с динамикой поршней. В отличие от симметричной эпюры скоростей поршня двигателя с кривошипно-шатунным механизмом, прямой и обратный ходы поршня в СПГГ характеризуются различными скоростями. Как уже было отмечено выше, эти особенности движения свободного поршня несколько повышают относительный к. п. д. индикаторного процесса. Некоторое уменьшение скорости поршня в начале обратного хода улучшает газообмен в цилиндре двигателя. Повышенные скорости поршня в начале рабочего хода уменьшают теплоотдачу в воду на участках видимого сгорания и расширения индикаторной диаграммы. Подача большей части топлива до в. м. т. с помощью аккумулирующего устройства топливного насоса приводит к высоким скоростям сгорания и повышению экономичности дизеля.

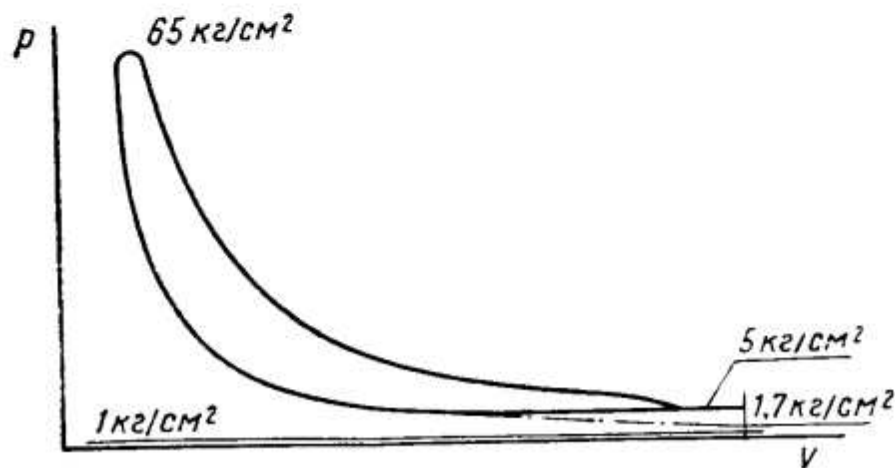
Высокие максимальное давление цикла и скорость повышения давления (в 2—3 раза больше, чем в обычном дизеле) вполне допустимы в СПГГ, поскольку в нем нет связанных с поршнем силовых конструктивных элементов.

Снижение гидравлических потерь на пути от компрессора к дизелю позволяет в МГГ эффективнее использовать и повысить давление наддува ($p_n = 5 \text{ ата}$). Но коленчатый вал ограничивает максимальное давление сгорания. Из индикаторной диаграммы МГГ, снятой на номинальной нагрузке, видно, что оно достигает всего лишь $p_z = 65 \text{ кг/см}^2$ (фиг. 105).

В дизеле СПГГ давление в конце сжатия колеблется в пределах $p_c = 60 \div 80 \text{ кг/см}^2$, а максимальные давления сгорания $p_z = 120 \div 130 \text{ кг/см}^2$ при давлении наддува $p_n = 4,2 \text{ ата}$.

Анализ приведенной индикаторной диаграммы МГГ дает следующие результаты: $p_i = 8,95 \text{ кг/см}^2$ ($N_i = 1225 \text{ л. с.}$), степень повышения давления $\lambda = 1$, степень предварительного расширения $\rho = 1,6$, степень расширения $\delta = 7,38$.

Таким образом, дизель МГГ работает по «чистому» циклу дизеля ($\lambda = 1$) с малыми значениями p_z . Это и является основной причиной сравнительно низких значений среднего индикаторного давления и индикаторного к. п. д. ($\eta_i = 0,367$), несмотря на то,



Фиг. 105. Индикаторная диаграмма дизеля МГГ Гетаверкен.

что степень сжатия дизеля МГГ выше, чем СПГГ, ввиду необходимости обеспечить устойчивое воспламенение топлива во время пуска и на номинальном режиме.

В МГГ Гетаверкен для увеличения форсирования сжатый воздух охлаждается перед поступлением в дизель. Однако условная литровая мощность, рассчитанная по полезному ходу поршня, больше в дизеле СПГГ (см. табл. 42) GS-34, хотя в нем и не предусмотрено охлаждения сжатого воздуха. Регулирование СПГГ путем изменения хода блока поршней вынуждает увеличивать долю потерянного хода в 2—2,5 раза по сравнению с тем же параметром у МГГ и тем самым лишает возможности использовать преимущества процесса сгорания при высоких давлениях.

Из табл. 41 видно, что, несмотря на охлаждение воздуха после компрессора, температура газа перед турбиной у Гетаверкен все же выше, чем в СПГГ GS-34. Причина этого ясна из уравнения энергетического баланса (9), согласно которому производительность компрессора МГГ, отнесенная к 1 кг топлива

$$G_k = \frac{H_u \tau_{ii} \eta_{ii} \eta_{ac} \tau_{ik}}{A l_k} \text{ кг/кг.}$$

Сравнение удельных расходов воздуха в генераторах газа Гетаверкен и GS-34 (при одинаковых адиабатных к. п. д. $\eta_s = 0,425$) приведено в табл. 43.

Таблица 43

Тип генератора газа	G_z в кг/сек	G_m в кг/сек	G_B в кг/сек	α_0	$\frac{N_s}{G_B}$	$\frac{G_B}{1000 \text{ л. с.}}$	η_z
СПГГ GS-34	4,0	0,052	3,948	5,30	317	3,16	0,837
МГГ Гетаверкен	3,51	0,054	3,456	4,46	376	2,65	0,787

Из-за того, что часть эффективной мощности дизеля МГГ расходуется на собственные нужды установки, суммарный коэффициент избытка воздуха α_0 у него меньше, чем у СПГГ. Степень использования воздуха в МГГ несколько выше, чем в генераторе GS-34 $\left(\frac{N_s}{G_B}\right)$, но внутренний к. п. д., характеризующий работу генератора как газового котла η_z , ниже, чем у СПГГ. Напомним, что в силовых установках с СПГГ привод всех вспомогательных механизмов осуществляется в большинстве случаев от вспомогательного двигателя, не связанного с турбиной.

Нужно отметить, что охлаждение воздуха за компрессором, повышая литровую мощность дизеля, отрицательно сказывается на экономичности установки. Избыточное теплосодержание сжатого воздуха, участвующего в рабочем процессе СПГГ, составляет около 30% тепла газового потока, направляемого в турбину. Поверхность поршней МГГ в 2 раза больше, чем поршней СПГГ, что вызывает увеличение не только тепловых, но и механических потерь. Это отражается на внутреннем к. п. д. МГГ. Потеря этого тепла отчасти компенсируется снижением гидравлических потерь и повышением температуры газа вследствие уменьшения суммарного коэффициента избытка воздуха и меньших потерь на привод вспомогательных механизмов.

Снижение адиабатного к. п. д. установки, связанное с ухудшением индикаторного процесса дизеля генератора газа, в значительной степени компенсируется повышением температуры генерируемого газа.

Подводя итоги нашего сравнения, можно сказать, что преимуществами МГГ являются меньшие относительные потери давления на пути от компрессора до турбины, удобный и более экономичный механический привод всех вспомогательных механизмов от коленчатого вала, оптимальные условия газообмена, а также более прогрессивный способ регулирования.

Наличие коленчатого вала позволяет достичь большего давления наддува и более высокой общей степени сжатия и, несмотря на вдвое меньшее максимальное давление сгорания и охлаждение сжатого воздуха, достигнуть более высокой литровой мощности, чем в СПГГ, при меньших тепловых напряжениях дизеля и практически одинаковых к. п. д. установок. При снижении максимального давления цикла дизеля СПГГ до тех же значений, что

и в МГГ, резко снизилась бы литровая мощность из-за ухудшения рабочего процесса и уменьшения числа циклов СПГГ.

Положительные особенности СПГГ состоят прежде всего в простоте конструкции, изготовления, монтажа и ремонта. Ценным качеством СПГГ является универсальность его применения. Разработав хотя бы одну работоспособную модель, можно создать установки с СПГГ любой мощности и в самых разнообразных вариантах блокирования генераторов газа в зависимости от назначения и условий эксплуатации установки. СПГГ динамически уравновешен и поэтому не нуждается в тяжелых фундаментах. СПГГ более приспособлен к работе на тяжелых сернистых топливах. Это качество СПГГ может стать решающим при выборе типа силовой установки.

Высокая общая степень сжатия СПГГ ($\epsilon_0=30$), а главное, отсутствие охлаждения сжатого воздуха, обеспечивает высокую температуру в конце сжатия и значительно сокращает индукционный период сгорания топлива. Благодаря этому облегчается пуск СПГГ. Большая цилиндровая мощность СПГГ повышает подачу топлива на цикл и облегчает выбор аппаратуры, обеспечивающей надежный распыл. Отсутствие боковых сил, действующих на поршни, увеличивает срок работы СПГГ без ремонта.

§ 21. ЛОКОМОТИВЫ РЕНО И ГЕТАВЕРКЕН С СИЛОВЫМИ УСТАНОВКАМИ С СПГГ И МГГ

Для более полного анализа приведем некоторые параметры силовых установок, включающих в себя сравниваемые генераторы газа (табл. 44). Эти силовые установки применены на локомотивах.

Таблица 44

Тип силовой установки локомотива	N_e в л. с.	Колесная формула локомотива	Длина локомотива l в мм	Нагрузка на ось в m	n_{max} турбины в об/мин	Число ступеней турбины	$M_{кр max}$ $M_{кр min}$	v в км/ч	Общий вес локомотива в m	γ % топлива	Топливо
МГГ Гетаверкен	1000	1-3-1	17600	12,0	12500	7	5,0	90	60	31,5	Дизельное
СПГГ GS-34 (Рено)	1000	0-2-2-0	16180	13,5	12320	6	3,8	125 и 71	54	32,0	Мазут

Напомним, что в газотурбинных установках крутящий момент снимается с вала газовой турбины. В отличие от двигателя внутреннего сгорания специальные газовые турбины могут изменять крутящий момент в зависимости от числа оборотов почти в 5 раз. Это позволяет использовать газотурбинные установки с генераторами газа для транспортных целей. Применение на локомотиве

такой установки особенно эффективно, так как в этом случае не требуется электрическая или гидравлическая передача.

Силовая установка локомотива Рено состоит из одного СПГГ, турбины и редуктора с передачей крутящего момента непосредственно на ведущие оси локомотива. Генератор газа, турбина и редуктор расположены вдоль локомотива в средней его части.

Турбина кинематически связана с ведущими осями и используется во всем диапазоне изменения скорости в соответствии с изменением профиля пути. Для обеспечения требуемой тяговой характеристики локомотива турбина выполнена шестиступенчатой. Крутящий момент турбины передается на ведущие оси через редуктор с передаточным отношением 1:6,15 и центральный передаточный блок. Центральный передаточный блок позволяет уменьшать число оборотов, менять скорость и обеспечивает реверсирование. В зависимости от включенной передачи, максимальная скорость локомотива при соответствующем профиле дороги и весе поезда может быть равна 125 или 71 км/ч. Переключение передач возможно только при остановке локомотива. Троганию локомотива с места предшествует пуск СПГГ и сообщение газосборника СПГГ с атмосферой (отключение турбины от СПГГ). Пуск СПГГ осуществляется при минимальной нагрузке; после пуска СПГГ постепенно увеличивается подача газа в турбину. Когда сообщение газосборника СПГГ с атмосферой прекратится, увеличивают подачу топлива в СПГГ, возрастает крутящий момент на ведущих осях, и локомотив плавно трогается с места. Газовая турбина набирает полную нагрузку в течение 10 сек и уменьшает ее до минимальной за 1 сек. В число вспомогательных устройств силовой установки входят шестицилиндровый дизель мощностью 90 л. с. Этот двигатель приводит в движение вентилятор, водяной и масляный насосы, компрессор для обслуживания тормозов, компрессор пускового воздуха и электрогенератор. На фиг. 106 показаны мощность и расход топлива при постоянных положениях рейки топливного насоса дизеля СПГГ. При мощности установки $N_e = 1000$ л. с. и давлении газа $p_2 = 4$ кг/см² к. п. д. турбозубчатого агрегата составил 84%, а минимальный удельный расход топлива 190 г/э. л. с. ч., что соответствует к. п. д. локомотива около 32,5%. Тяговая характеристика локомотива показана на фиг. 107.

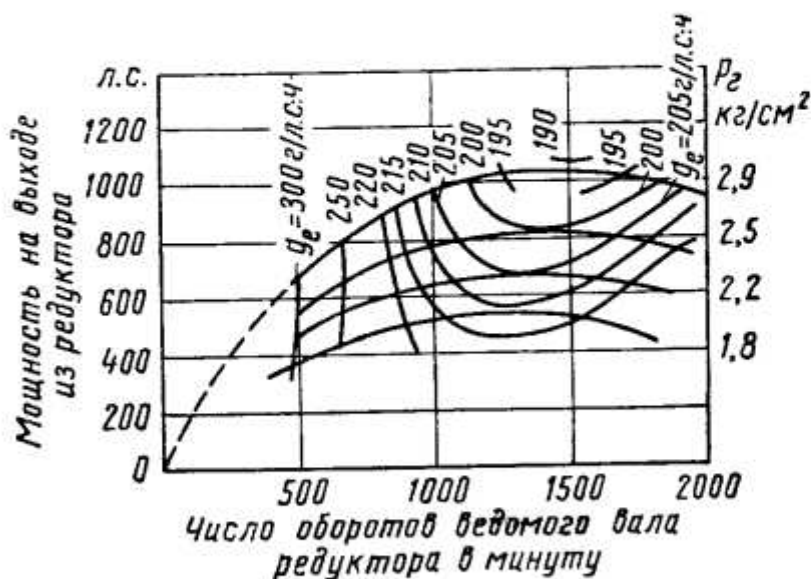
Установка проходила испытания и на тяжелом жидком топливе (удельный вес 0,897, кинематическая вязкость 42,5 сст при 20 °С, содержание серы 2,91%). Мощность при испытании составляла $N_e = 1000$ л. с. и число оборотов выходного вала редуктора 800—2000 об/мин. Результаты испытания получились близкими к предыдущим. Выяснились некоторые трудности пуска на тяжелом топливе.

Минимальный удельный расход топлива увеличился до 200 г/л. с. ч. в связи с меньшей теплотворной способностью топлива (9825 ккал/кг).

За время первого периода эксплуатации на линии среднесуточный пробег локомотива составлял 400 км при $v_{\max} = 110$ км/ч. К 1956 г. пробег локомотива составил 220 000 км.

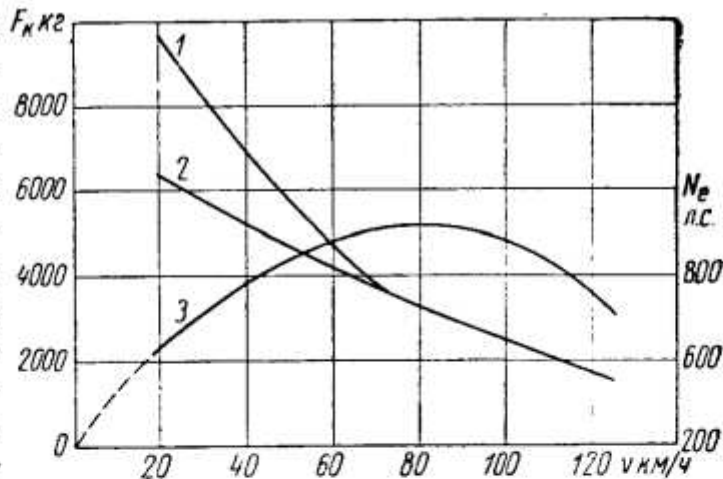
На 100 км пробега локомотив расходует 180 кг тяжелого и 38 кг легкого топлива, из них 25 кг на работу вспомогательного двигателя.

Фиг. 106. Характеристика газотурбинной установки с СПГГ для локомотива.



Мощность локомотива Гетаверкен $N_e = 1000$ л. с.

Силовая установка локомотива состоит из МГГ, турбины и двойной зубчатой передачи, через которую крутящий момент передается на ведущие оси локомотива. Для обеспечения тяговой характеристики локомотива турбина выполнена семиступенчатой активно-реактивного типа. На турбине установлен регулятор предельного числа оборотов, воздействующий на клапанную коробку турбины. При числе оборотов турбины 14 500 в минуту он автоматически перекрывает турбопровод подвода газов к турбине. Турбина, установленная на локомотиве Гетаверкен, позволяет изменять крутящий момент до 5 раз. Наличие такого типа тяговой турбины значительно упрощает коробку передач и повышает эксплуатационную надежность силовой установки. Центральный передаточный блок позволяет уменьшать число оборотов турбины, отключать работающую турбину от колес и обеспечивает реверсирование.



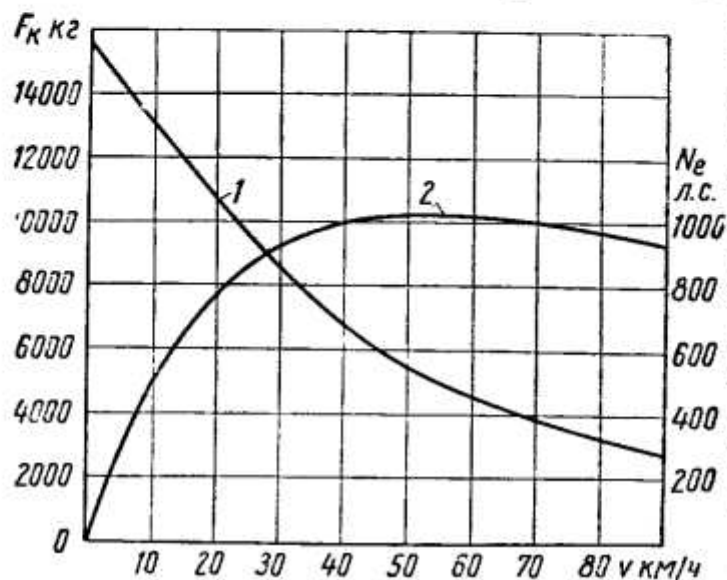
Фиг. 107. Тяговая характеристика локомотива Рено:

1 — на нижней передаче; 2 — на высшей передаче; 3 — мощность локомотива.

После пуска генератор газа первое время работает вхолостую при давлении газа $p_2 = 0,25 \text{ кг/см}^2$. После разобращения газосборника МГГ с атмосферой увеличивают подачу топлива в МГГ, и локомотив трогается с места.

Силовая установка локомотива снабжена альтернатором мощности 125 квт. При низкой температуре наружного воздуха избыточная мощность передается альтернатору непосредственно от коленчатого вала МГГ. Электроэнергия, вырабатываемая альтернатором, используется для отопления поезда в зимнее время.

Такой локомотив совершал ежедневные пассажирские перевозки на расстояние 400 км.



Фиг. 108. Тяговая характеристика локомотива Гетаверкен:

1 — сила тяги на ободе колеса; 2 — мощность локомотива.

Испытания показали, что маневровые качества установки хорошие, обслуживание ее просто. При полной нагрузке расход топлива силовой установкой достигал 200 г/л. с. ч. В этом случае коэффициент полезного действия газотурбовоза достигает 31,5%. Тяговая характеристика локомотива показана на фиг. 108.

Коэффициент полезного действия комбинированных газотурбинных установок значительно выше, чем газотурбинных установок открытого цикла.

Сопоставляя комбинированные силовые установки с СПГГ и МГГ, можно сделать следующие выводы.

Коэффициент полезного действия рассматриваемых силовых установок примерно одинаков и достигает порядка 32%. Однако остальные показатели складываются в пользу силовой установки с СПГГ. Удельный вес, стоимость, эксплуатационные расходы и, наконец, возможность сжигания низкосортных топлив делают применение силовых установок с СПГГ предпочтительными. Установка с механическим генератором газа позволяет также получить высокую литровую мощность в сочетании с экономичным способом регулирования во всем диапазоне получаемых мощностей. В сочетании с тяговой турбиной, способной в несколько раз изменять крутящий момент, установка с МГГ должна найти применение на автомобилях, тракторах и на локомотивах малой и средней мощности (мотовоз, маневровый тепловоз). В установках более мощных, несомненно, могут быть использованы СПГГ, работающие на низкосортном топливе и обеспечивающие длительную работу без ремонта.

Глава VII. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ, КОНСТРУКЦИЯ И ХАРАКТЕРИСТИКИ СПГГ

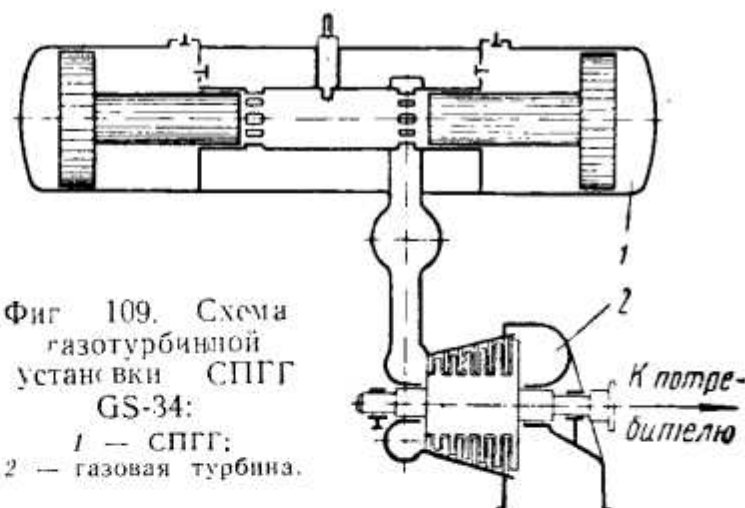
§ 22. ПРИНЦИПАЛЬНЫЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ГЕНЕРАТОРОВ ГАЗА

а) Схема СПГГ с буферами среднего давления и внутренним расположением компрессоров

Свободнопоршневые генераторы газа могут быть построены по различным конструктивным схемам. Различные в этом отношении СПГГ не меняют принципиальной схемы рабочего процесса комбинированной газотурбинной установки, но могут повлиять на ее экономичность и придать ей ряд особенностей.

Наибольшее распространение получила схема СПГГ GS-34 с внутренним расположением цилиндров компрессоров и буферами среднего давления (фиг. 109).

Главное достоинство такой конструктивной схемы СПГГ состоит в том, что она позволяет максимально снизить габариты и вес генератора газа. Это достигается совмещением буфера и компрессора в одном цилиндре, а также креплением реек непосредственно к поршням компрессора. СПГГ такого типа может раз-



Фиг. 109. Схема газотурбинной установки СПГГ GS-34:
1 — СПГГ;
2 — газовая турбина.

вращать значительное число циклов. Время прямого и обратного ходов его поршней отличается незначительно.

Буферы обеспечивают устойчивую работу СПГГ и позволяют решить проблему дистанционного пуска его. В такой конструктивной схеме переход с одного режима работы на другой совершается при автоматически изменяющемся энергетическом балансе, что обеспечивает надежность и устойчивость работы при изменении нагрузки.

Регулируя работу буферов путем перепуска в них воздуха из продувочного ресивера, можно изменять степень сжатия дизеля.

Рассматриваемая схема СПГГ позволяет довольно просто осуществить подвод охлаждающего масла к головкам поршней дизеля. К положительным сторонам моделей СПГГ типа GS-34 относятся также легкость монтажа и небольшое количество соединений.

Одним из недостатков такой конструктивной схемы является несовпадение периодов подачи воздуха в ресивер и продувки цилиндра дизеля. Это приводит к некоторому увеличению гидравлических потерь и снижению давления газа за СПГГ. Однако при наличии в силовой установке нескольких СПГГ, оборудованных трансформатором фаз, достигается вполне достаточная равномерность подачи газа и уменьшение пульсаций давления.

В рассматриваемой схеме сжатие воздуха в компрессоре и дизеле происходит одновременно. Поэтому производительность компрессора можно менять главным образом путем изменения длины хода блока поршней и только незначительно — изменением мертвого пространства компрессоров. В результате этого регулирование СПГГ с оптимальной экономичностью происходит только в зоне высоких нагрузок. Для расширения диапазона изменения нагрузок и поддержания максимально возможного к. п. д. целесообразно осуществлять регулирование СПГГ, изменяя мертвое пространство компрессоров.

б) Схема СПГГ без специальных буферных полостей с наружным расположением компрессоров

Роль буфера в СПГГ, построенного по этой конструктивной схеме, играет сжатый воздух, остающийся в цилиндрах компрессоров после подачи сжатого воздуха в продувочный ресивер.

Наружное расположение компрессоров облегчает доступ к нагнетательным клапанам, упрощает уплотнение синхронизирующего механизма и улучшает условия его работы. В связи с расположением впускных клапанов у крышки компрессора цилиндр может изготавливаться из чугуна, без кольцевой стальной проставки. Частичное совпадение подачи сжатого воздуха в ресивер с периодом продувки цилиндра дизеля позволяет несколько повысить отношение $\nu = \frac{P_2}{P_K}$ по сравнению с СПГГ типа GS-34.

В СПГГ, выполненном по схеме, показанной на фиг. 110, экономичное регулирование осуществляется в более широком диапазоне нагрузок. Небольшое изменение хода поршней, связанное с уменьшением подачи топлива, приводит к значительному сокращению производительности компрессоров. Это происходит оттого, что смещение н. м. т. поршней к центру машины влечет за собой увеличение мертвого пространства компрессоров.

В этом генераторе газа подача компрессором воздуха на номинальной нагрузке происходит примерно лишь на четверти хода поршней.

Особенности рассматриваемой конструктивной схемы СПГГ сказывается и в том, что с уменьшением нагрузки благодаря смещению мертвых точек блоков поршней увеличивается степень сжатия двигателя. Это повышает экономичность установки на частичных нагрузках, но может привести к недопустимым значениям максимального давления цикла. К недостаткам СПГГ с наружным расположением компрессоров можно отнести также и то, что расположение нагнетательных и всасывающих клапанов компрессоров вблизи н. м. т. затрудняет осуществление надежного и простого способа пуска СПГГ.

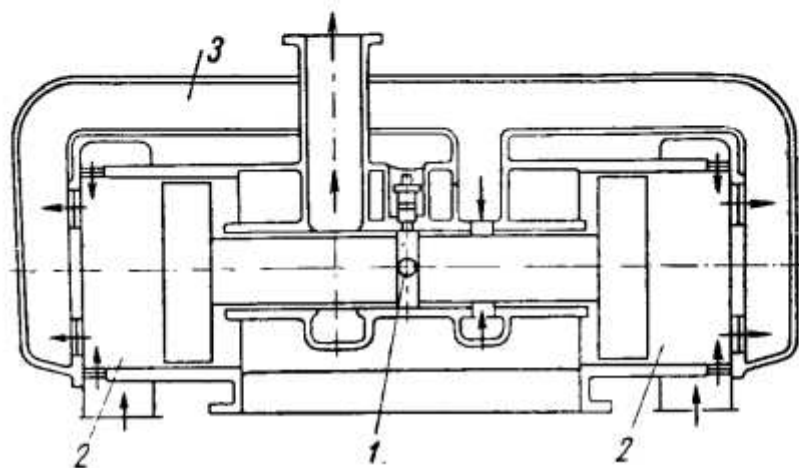
Совмещение функций компрессора и буфера в одной полости требует увеличения мертвого пространства компрессора для осуществления схождения поршней СПГГ. Поэтому для обеспечения нужной подачи воздуха диаметр поршня компрессора по сравнению с СПГГ типа GS-34 должен быть

увеличен. Это приводит к увеличению веса блоков поршней и снижению числа циклов. Действие воздуха на поршень компрессора на обратном его ходе заканчивается до того, как он достигнет в. м. т. После этого начинается всасывание воздуха в компрессор. Сжатие воздуха в цилиндре дизеля продолжается за счет инерции блоков поршней. Результирующая сил, действующих на блок поршней при обратном ходе, при этом СПГГ значительно меньше, чем при прямом, что и является главной причиной пониженного числа циклов [см. уравнение (53)].

При наружном расположении компрессоров не всегда используется обратная сторона поршня компрессора. Это приводит к дополнительным сопротивлениям, если не применяются специальные разгрузочные устройства.

Увеличение хода блоков поршней в сторону н. м. т. приводит к уменьшению энергии, необходимой для их схождения.

Указанные особенности СПГГ с наружным расположением компрессоров приводят к увеличению его размеров и веса.



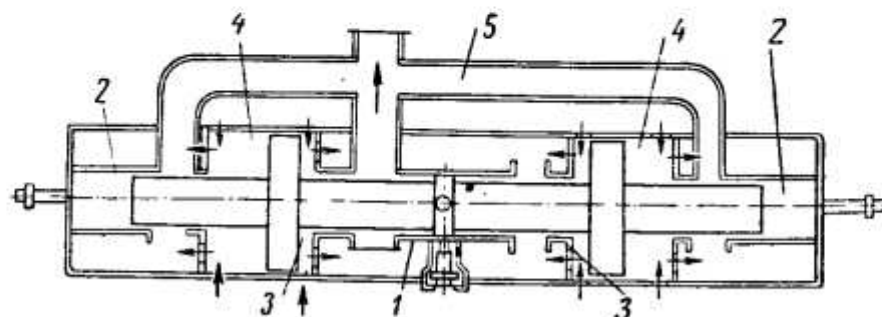
Фиг. 110. Схема СПГГ без специальных буферных полостей с наружным расположением компрессоров:

1 — камера сгорания дизеля; 2 — компрессоры,
3 — продувочный ресивер.

в) Схема СПГГ с тремя цилиндрами двигателя и компрессорами двойного действия

В центре и по концам СПГГ размещены цилиндры 1—2 дизеля. Между ними размещены цилиндры компрессоров двойного действия. Наружные полости компрессоров 4 обслуживают крайние цилиндры дизеля 2, а внутренние полости 3 — цилиндр 1. Генерируемый газ поступает в ресивер 5. В цилиндре 1 дизеля применена прямоточная продувка, а в цилиндрах 2 — петлевая.

Перемещение блоков поршней осуществляется за счет работы расширения газов в цилиндрах дизеля и частично вследствие расширения воздуха, остающегося в мертвых пространствах компрессоров.



Фиг. III. Схема СПГГ с тремя цилиндрами для дизеля и компрессорами двойного действия:

1 и 2 — цилиндры дизеля; 3 и 4 — внутренние и наружные полости компрессора; 5 — ресивер.

В этой конструктивной схеме СПГГ буферы заменены цилиндрами дизеля. Такая компоновка позволяет поднять мощность и сократить размеры и вес СПГГ. Однако создание такого генератора газа сопряжено с большими трудностями. Особенно сложно обеспечить надежное охлаждение головок поршней дизеля. Не меньшую трудность представляет осуществление рабочего процесса в цилиндрах 2 дизеля, при котором достигалась бы равномерная работа их на всех нагрузках. Трудно осуществлять и пуск такого СПГГ, так как сжатый воздух необходимо подавать для этого в цилиндры дизеля. В таком СПГГ подача компрессорами сжатого воздуха не совпадает с периодом продувки цилиндров дизеля, что приводит к снижению давления газа перед турбиной. Исключить этот недостаток можно путем соответствующего перераспределения подачи сжатого воздуха из компрессоров в цилиндры дизеля. Однако это потребовало бы применения ряда дополнительных отсеков и перепускных труб.

Механизм синхронизации при такой схеме СПГГ должен быть усилен, так как не исключаются пропуски воспламенения топлива в отдельных камерах сгорания дизеля, что неизбежно повышает нагрузки деталей этого механизма. Изменение нагрузки таких СПГГ можно осуществлять путем регулирования подачи топлива и соответствующего увеличения мертвого пространства компрес-

соров или путем прекращения подачи топлива в крайние камеры сгорания. В последнем случае крайние цилиндры дизеля становятся буферами.

Сложность конструкции делает такую схему СПГГ мало-перспективной.

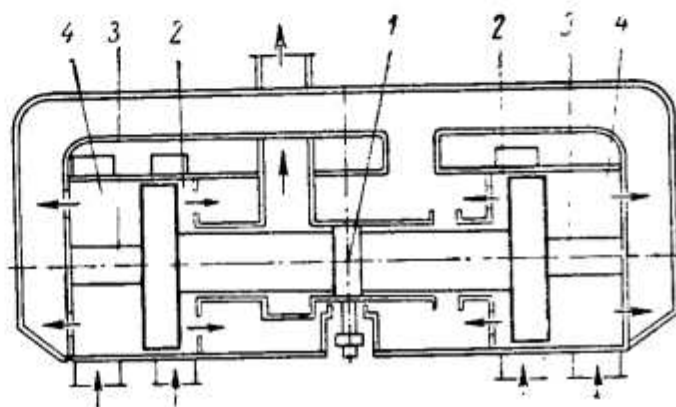
г) Схема СПГГ с буферными цилиндрами высокого давления и с компрессорами двойного действия (фиг. 112)

Основная цель создания подобной схемы — уменьшить размеры поршней компрессоров. Действительно, в построенных моделях СПГГ с внутренним расположением цилиндров компрессора отношение $\frac{F_k}{F_d}$ колеблется в пределах 4,7—6,65, а с наружным расположением — 5,95—6,75. Таким образом, эти два типа СПГГ

при наличии цилиндров буферов имеют почти одинаковое отношение $\frac{F_k}{F_d}$. Естественно, что для СПГГ с компрессорами двойного действия эта величина будет примерно в 2 раза меньше. Это практически предопределяет диаметр такого компрессорного цилиндра. В таком СПГГ работа расширения газов в цилиндре 1 дизеля при прямом ходе расходуется на сжатие воздуха во внешних полостях 4 компрессоров и в цилиндрах 3 буферов.

Одновременно во внутренних полостях 2 компрессоров происходит расширение и всасывание воздуха. Достигнув н. м. т., блоки поршней совершают обратный ход за счет накопленной энергии в цилиндрах 3 буферов и расширения воздуха, оставшегося в мертвых пространствах полостей 2 компрессоров. При этом происходит сжатие воздуха в полостях 2 компрессоров и цилиндре дизеля. По условиям конструкции при такой схеме цилиндр буфера должен быть меньше цилиндра дизеля. Следовательно, для совершения указанной работы он должен иметь большее начальное давление, чем при схеме, данной на фиг. 109.

Энергия, накопленная в буфере и в мертвом пространстве компрессоров, будет в этой схеме всегда меньше, чем в буфере СПГГ с внутренним расположением цилиндров компрессора при одинаковой работе дизеля. Но соответствующее распределение давления в независимом цилиндре буфера высокого давления может способствовать увеличению числа циклов СПГГ.



Фиг. 112. Схема СПГГ с буферными цилиндрами высокого давления и компрессорами двойного действия:

1 — цилиндр дизеля; 2 и 4 — внутренние и внешние полости компрессора; 3 — цилиндр буфера.

К недостаткам СПГГ этого типа надо отнести трудность охлаждения головок поршней двигателя, а также более высокий класс изготовления цилиндров буфера и монтажа СПГГ. В такой схеме генератора газа дополнительно к основному ресиверу нужны перепускные трубы, соединяющие концевые цилиндры компрессоров с цилиндром дизеля. Нужно также отметить, что уменьшение цилиндра компрессора при двустороннем действии сграничивает возможность непосредственного крепления к поршням синхронизирующего механизма, особенно для СПГГ средней мощности. Как видно, такая схема сможет сохранить свои преимущества (в весе и поперечном габарите) главным образом для мощных СПГГ.

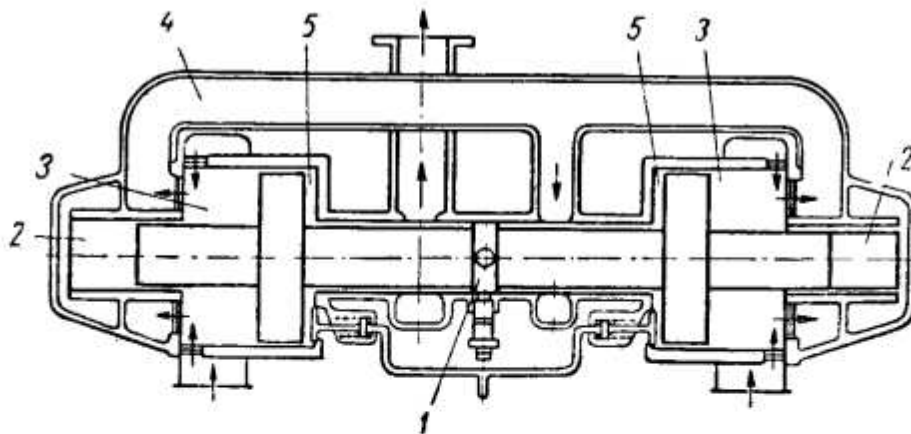
Для пуска СПГГ, работающего по рассматриваемой конструктивной схеме, потребуется значительно большее давление воздуха, чем для СПГГ с внутренним расположением компрессоров.

При уменьшении подачи топлива в этой схеме, как и в других, н. м. т. смещается к центру СПГГ. В этом случае возрастает мертвое пространство во внешних полостях компрессоров, а следовательно, и степень сжатия дизеля.

Очевидно, что для поддержания постоянной степени сжатия двигателя на частичных нагрузках необходимо устройство, позволяющее автоматически управлять работой буферов. В связи с этим потребуется специальный источник воздуха высокого давления.

д) Схема СПГГ с цилиндрами буферов и внешним расположением компрессоров

Во время рабочего хода дизеля СПГГ данной конструктивной схемы наружные полости 3 компрессоров подают воздух в реси-



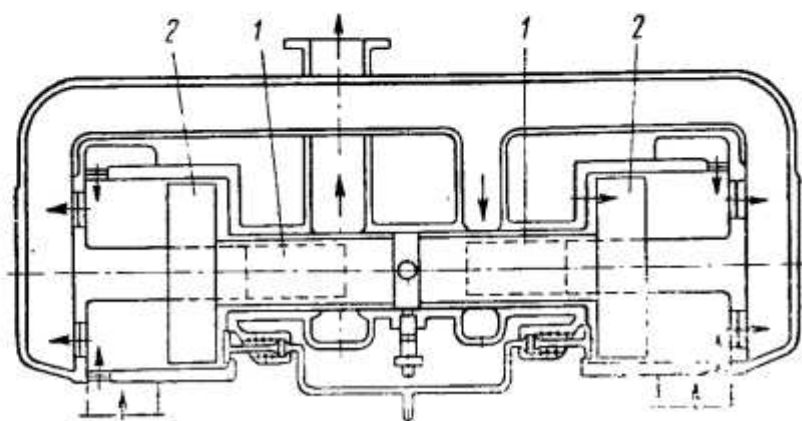
Фиг. 113. Схема СПГГ с буферными цилиндрами и внешним расположением компрессоров:

1 — цилиндр дизеля; 2 — цилиндр буфера; 3 и 5 — внешние и внутренние полости компрессора; 4 — ресивер.

вер 4. Одновременно в цилиндрах 2 буферов происходит накопление энергии. Обратный ход блоков поршней осуществляется за счет энергии воздуха, сжатого в цилиндрах буферов, и оставшегося сжатого воздуха в мертвом пространстве компрессора. Как видно

из схемы, подача воздуха из компрессора в ресивер частично совпадает с продувкой цилиндра дизеля. Это позволяет несколько уменьшить гидравлические потери между компрессором и турбиной.

Главное преимущество такой схемы СПГГ по сравнению с СПГГ типа GS-34 состоит в том, что возникает возможность расширить диапазон изменения производительности генератора газа при оптимальном к. п. д. Для поддержания постоянства степени сжатия дизеля в таком СПГГ используются буферы. Наличие специальных цилиндров буферов позволяет уменьшить мертвое пространство цилиндров компрессора и приблизить их по размерам к цилиндрам компрессора СПГГ типа GS-34. Основное условие для



Фиг. 114. Схема СПГГ с буферными цилиндрами, расположенными внутри поршневых групп, и с наружными компрессорными цилиндрами:
1 — цилиндр буфера; 2 — блок поршней.

выбора диаметра цилиндра буфера состоит в том, чтобы обеспечить возможность использовать для питания буфера сжатый воздух из ресивера. Число циклов рассматриваемого СПГГ по сравнению с СПГГ типа GS-34 несколько ниже.

Необходимость в специальных цилиндрах для буферов увеличивает длину СПГГ, вес и трение блоков поршней. При такой схеме размещения цилиндров буферов затрудняется охлаждение головок поршней дизеля.

На фиг. 114 показана другая конструктивная схема, в которой цилиндры 1 буферов размещаются внутри блоков поршней 2 СПГГ. Такое конструктивное решение уменьшает длину СПГГ, но усложняет его изготовление и монтаж. Проблема охлаждения головок поршней дизеля при такой схеме становится еще более трудной.

В свободных полостях цилиндров компрессора при работе СПГГ будет возникать дополнительное сопротивление. Эти полости могут быть использованы для пуска или регулирования степени сжатия дизеля. Утечки сжатого воздуха из ресивера и попадание его в свободные полости цилиндров компрессора могут значительно осложнять работу СПГГ. Поэтому их целесообразно отде-

лить уплотняющими кольцами поршня от ресивера. Потери от утечки следует учитывать в энергетическом балансе при определении размеров СПГГ.

Рассмотренная схема СПГГ могла бы представить интерес при разработке транспортных комбинированных газотурбинных установок, где требуется расширенный диапазон изменения нагрузок и повышенный к. п. д. на частичных нагрузках. Однако увеличенные габариты такого СПГГ ограничивают область его применения.

Повышение литровой мощности СПГГ является одной из основных проблем, стоящих перед конструкторами и исследователями генераторов газа. Число возможных конструктивных схем СПГГ может быть значительно увеличено. Однако и приведенный краткий обзор позволяет сделать вывод, что в настоящее время можно создать достаточно экономичный и компактный генератор газа. Наиболее перспективным вариантом, несомненно, является СПГГ с внутренним расположением цилиндров компрессора и буферами среднего давления (GS-34). Этот вариант и должен быть положен в основу дальнейших разработок генераторов газа.

Очень важно знать, при каких размерах СПГГ обеспечивается наименьший удельный вес комбинированной установки.

Как уже указывалось, значительное снижение удельного веса комбинированной установки может быть достигнуто путем повышения давления в компрессоре и наддува компрессора СПГГ, а также путем применения дополнительной камеры сгорания. Но этим не исчерпываются возможности в данном направлении. Много может дать правильный выбор размеров СПГГ и принципиальной схемы установки в целом.

Важное значение для эксплуатационных и экономических показателей установки имеет правильный выбор мощности генератора газа.

Исследования приводят к выводу, что оптимальными весовыми, технологическими и эксплуатационными характеристиками, необходимыми, например, для локомотивной установки, обладают СПГГ средней мощности. Такой агрегат весом около 2,0 т и длиной около 2,2 м удачно монтируется на локомотиве.

Сравнение построенных моделей показывает, что с увеличением линейных размеров СПГГ его адиабатная мощность растет, но литровая мощность падает. Растет также удельный вес установки. На фиг. 115 показано изменение ряда параметров построенных моделей СПГГ в зависимости от адиабатной мощности, проходящейся на один цикл. С увеличением линейных размеров СПГГ отношение $\frac{N_s}{n}$ быстро растет, так как N_s и n изменяются в про-

тивоположных направлениях. С увеличением $\frac{N_s}{n}$ растут удельный вес установки $\frac{G}{N_s}$ и количество топлива, расходуемое за цикл. На фиг. 115 эти параметры показаны в процентах по отно-

шению к соответствующим характеристикам СПГГ GS-34. Как видно из фиг. 115, средняя скорость блока поршней для СПГГ различной мощности остается практически постоянной. Уменьшая размеры СПГГ, можно, таким образом, не снижая времени работы без ремонта, значительно уменьшить удельный вес установки.

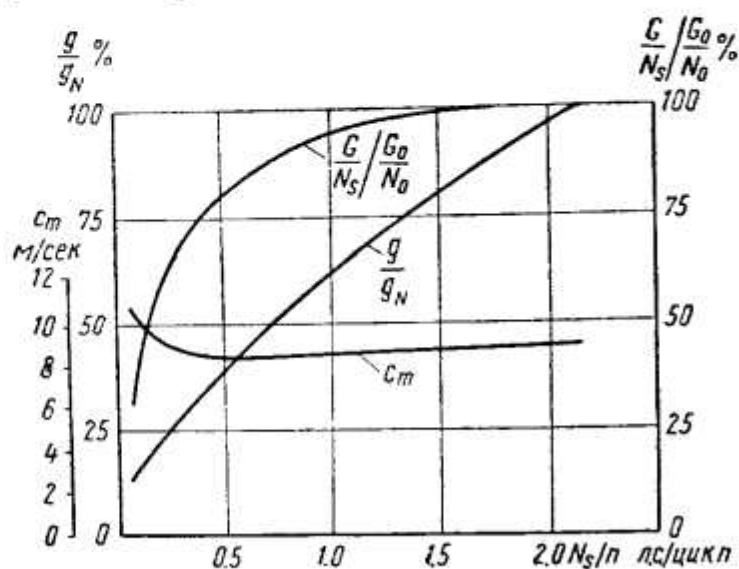
Важным доводом в пользу генераторов газа средней мощности являются также большие возможности их форсирования.

Удельная площадь поверхности рабочих полостей, как известно, с уменьшением диаметра цилиндров повышается. В связи с этим при уменьшении размеров СПГГ снижается тепловая напряженность охлаждаемых поверхностей дизеля и растет его допустимая литровая мощность. Особенно заметно уменьшается при этом тепловая напряженность днища поршня и колец. Кроме того, с уменьшением диаметра цилиндра дизеля облегчается равномерное распределение топлива по камере сгорания. Период сгорания сокращается и вместе с этим уменьшается время контакта днища поршня с горячими газами.

Удельный вес СПГГ ЦНИИ МПС ($D = 207$ мм, $D_k = 565$ мм, $S = 290$ мм) достигает около 5 кг/л. с. против $6,4$ кг/л. с. у СПГГ GS-34.

Следует отметить, что вопрос о выборе оптимального числа СПГГ в блоке заданной мощности практически решается не только на основании полученного удельного веса. Уменьшение размеров генератора газа имеет свой предел, по достижении которого дальнейшее уменьшение удельного веса блока СПГГ установки замедляется, а затем и прекращается. Кроме того, при уменьшении размеров СПГГ растут удельные габариты установки ($м^3/л. с.$) и затрудняется ее размещение. Здесь снова обнаруживаются преимущества СПГГ средней мощности. Меньший продольный размер, легкость замены в блоке одного СПГГ другим, наконец, более простая наладка серийного производства такого СПГГ — все это практически имеет не меньшее значение, чем снижение удельного веса СПГГ. При монтаже СПГГ средней мощности уменьшается диаметр труб, что также имеет большое значение при эксплуатации установки.

Для создания комбинированных газотурбинных установок мощностью от 500 до 3000 л. с., особенно для транспортных це-



Фиг. 115. Изменение параметров СПГГ в зависимости от N_s/n .

лей, где удельный вес и удельный объем установки имеют большое значение, целесообразно собирать блок из форсированных СПГГ средней мощности. Установки мощностью 3000—8000 л. с., несомненно, будет правильным укомплектовывать СПГГ больших размеров.

§ 23. КОНСТРУКЦИИ СПГГ

а) СПГГ GS-34

СПГГ GS-34 относится к числу первых генераторов, который был освоен и получил применение в различных отраслях промышленности и на транспорте.

Конструкция СПГГ GS-34 показана на фиг. 116. Этот генератор газа выполнен по конструктивной схеме, приведенной на фиг. 109.

В корпусе 1 СПГГ размещены цилиндр дизеля, в рубашку которого поступает охлаждающая вода. В той части цилиндра, где расположены выпускные окна 12, насажен улиткообразный кожух 11, соединенный с выпускным патрубком 23. Через продувочные окна 14 цилиндр дизеля сообщается с ресивером, который одновременно является и корпусом СПГГ. В соединительной втулке 22 цилиндра дизеля радиально размещены форсунки 13. По концам цилиндра дизеля между корпусом 1 и цилиндрами 5 компрессоров установлены клапанные доски 10, которые прижимаются к цилиндру дизеля. В клапанных досках размещены нагнетательные клапаны 9, а в кольцевой проставке 2 компрессора — впускные клапаны 3. К цилиндрам 5 компрессора крепятся крышки 7.

Внутри СПГГ находятся два блока поршней, связанных между собой шатунно-шарнирным синхронизатором. Стабилизатор 21 степени сжатия и топливные насосы приводятся в действие синхронизатором. Блок поршней состоит из поршня 15 дизеля, поршня 6 компрессора и тронка 18. Внутри блока поршней размещены сальниковое уплотнение и телескопическое устройство 16 для подачи охлаждающего масла в поршень дизеля. Труба 4 служит для выравнивания давления в цилиндрах буферов, а также для предохранения блоков поршней от вращения. В поршне компрессора труба 4 уплотняется сальником и направляющей втулкой 17. На цилиндрах компрессоров установлены кожухи с впускными патрубками 8. Клапан 20 и баллон 19 со сжатым воздухом служат для пуска СПГГ.

Основные данные СПГГ GS-34

Конструктивные величины

Диаметр цилиндра дизеля в мм	340
Ход блока поршней от центра СПГГ до упора в крышке в мм	550
Предельно допустимый ход блока поршней от центра СПГГ в мм	510
Относительная доля хода поршня, занятая выпускными и продувочными окнами, в %	45 ^{+0,5}

Площадь поршня дизеля в м^2	0,091
Отношение расстояния внутренней кромки выпускных окон от оси форсунки к диаметру цилиндра дизеля	0,765
Диаметр цилиндра компрессора в мм	900
Рабочая площадь поршня компрессора в м^2	0,534
Отношение площади поршня компрессора к площади поршня дизеля	5,80
Относительный объем мертвого пространства компрессора в $\%$	9,7
Площадь буфера в м^2	0,63
Относительная величина допустимого изменения хода поршня в $\%$	~23
Объем газосборника СПГГ в м^3	0,8
(пульсация в нем при полной нагрузке $\pm 0,28 \text{ кг/см}^2$)	

Габаритные и весовые данные

Длина в м	4,27
Ширина в м	1,3
Высота в м	1,77
Общий вес в кг	8000
Вес поршня дизеля и тронка в кг	290
Вес поршня компрессора в кг	240
Вес цилиндра компрессора в кг	600
Вес крышки буфера в кг	300

Рабочие параметры на номинальном режиме

Адиабатная мощность дизеля в л. с.	1250
Адиабатный коэффициент полезного действия в $\%$	43
Давление газа перед турбиной в ата	4,18
Температура газа перед турбиной в $^{\circ}\text{C}$	450
Производительность СПГГ в кг/сек	4
Число циклов в минуту	588
Средняя скорость поршня в м/сек	~8,73
Степень сжатия дизеля	9
Коэффициент избытка воздуха	2
Максимальное давление сгорания в кг/см^2	120—130
Относительная работа трения (от индикаторной работы компрессора) в $\%$	10
Относительная теплоотдача в воду и масло в $\%$	19
Индикаторный $\kappa. п. д.$ дизеля в $\%$	39,5
Температурный перепад масла, охлаждающего поршни дизеля, в $^{\circ}\text{C}$	15—18
Температурный перепад охлаждающей воды в $^{\circ}\text{C}$	10—15

Генератор газа GS-34 испытывался на рабочих режимах и несколько перегружался по сравнению с расчетными данными. Целью этих испытаний было выяснение предельных параметров СПГГ. В табл. 45 приведены основные данные, полученные при испытаниях.

Из табл. 45 видно, что генератор газа допускает кратковременную перегрузку на 10—15%, что особенно важно для транспортных установок. На фиг. 74 приведена технико-экономическая характеристика комбинированной установки. Область совместной работы СПГГ с газовой турбиной определяется характеристикой турбины $G_2 = f(p_2)$. Все остальные показатели, приведенные на фиг. 74, подчинены этой зависимости.

Генераторы газа GS-34 работают значительное время, и уже накопился некоторый опыт их эксплуатации. За это время удалось выявить срок службы отдельных деталей СПГГ, а также выяснить ряд особенностей их монтажа и ремонта (табл. 46 и 47).

Таблица 45

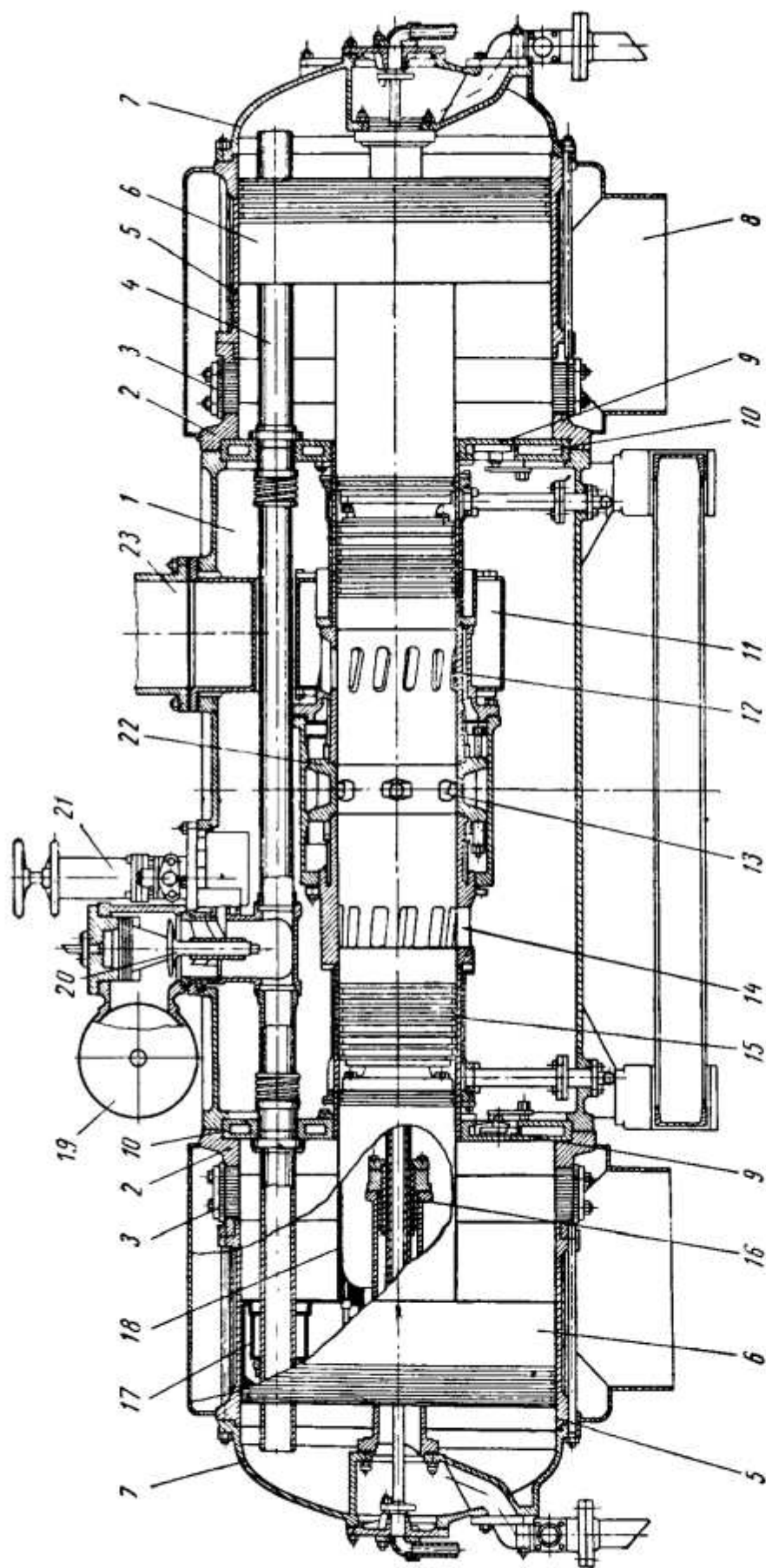
Наименование параметра	Продолжительность испытаний в ч						
	3	7	130	50	8	1	1
Адиабатная мощность в л. с.	125	274	1175	1246	1290	1309	1438
Давление газов в кг/см ²	1,32	1,6	3,9	4,1	4,3	4,5	4,6
Число циклов в минуту	387	420	577	585	592	596	602
Расстояние в м. т. от оси форсунок в мм	27	22,4	29	29	29	30	31
Расстояние н. м. т. от оси форсунок в мм	436	472	475	480	483	493	491
Ход блока поршней в мм	409	450	446	451	454	463	460
Степень сжатия дизеля	9,75	11,8	9,07	9,07	9,07	8,78	8,5
Средняя скорость блока поршней в м/сек	5,31	6,3	8,5	8,81	9,0	9,2	9,23
Расход газа в кг/сек	2,72	3,18	3,58	3,68	3,68	3,63	3,72
Удельный расход топлива, относенный к адиабатной мощности, в г/л. с.	431	286	152	151	150	147	147
Давление в конце сжатия в цилиндре дизеля в кг/см ²	25	38	69	72	75	77	75
Суммарные относительные потери тепла в %	—	—	20,2	21,4	22	—	—

Таблица 46

Наименование детали СПГГ GS-34	Износ за 1000 ч работы в мм
Цилиндр дизеля:	
со стороны выпускных окон	0,055
со стороны продувочных окон	0,03
Первое поршневое кольцо:	
со стороны выпускных окон	0,13
со стороны продувочных окон	0,07
Остальные кольца	0,07
Цилиндр компрессора	0,05
Поршневые кольца компрессора	0,08

Таблица 47

Наименование заменяемой детали СПГГ GS-34	Срок работы в ч
Первое поршневое кольцо	8 000
Форсунки	5 000
Сальники	10 000
Вкладыши подшипников	
Рабочие детали топливной системы	
Поршневые кольца	
Уравнительная труба буфера	20 000
Направляющие топливного насоса и толкатели	
Цилиндр дизеля со стороны выпускных окон	20 000
Маслопроводы	
Рычаги синхронизатора	
Направляющие синхронизатора	Более 20 000
Стаканы форсунок	
Поршни дизеля	
Центральная часть цилиндра дизеля	
Поршневые кольца компрессора	Более 20 000
Пластины впускных и нагнетательных клапанов	



Фиг. 116. Продольный разрез СПГГ GS-34:

1 — корпус СПГГ; 2 — кольцевая проставка компрессора; 3 — впускные клапаны; 4 — уравнительная труба; 5 — цилиндр компрессора; 6 — поршень компрессора; 7 — крышка; 8 — выпускной патрубок; 9 — нагнетательные клапаны; 10 — клапанная доска; 11 — удлинкообразный кожух; 12 — выпускные окна; 13 — форсунка; 14 — продувочные окна; 15 — поршень дизеля; 16 — телескопическое устройство; 17 — направляющая втулка; 18 — тронк; 19 — баллон; 20 — пусковой клапан; 21 — стабилизатор стени сжатия; 22 — соединительная втулка; 23 — выпускной патрубок.

Из табл. 47 видно, что сроки службы многих деталей СПГГ (цилиндры, поршни и т. п.) близки к сроку службы газовой турбины. Такие детали, как форсунки, первое кольцо поршня дизеля, кольца сальников, выходят из строя значительно быстрее, но не требуют для замены длительного простоя установки.

6) СПГГ CS-75

СПГГ CS-75 по конструктивной схеме такой же, как и СПГГ GS-34. Привод синхронизации этого генератора газа реечный. Впускные и выпускные клапаны компрессора прямооточные, охлаждаемые. Рабочие параметры СПГГ CS-75 приведены на фиг 76.

Продольный разрез СПГГ CS-75 показан на фиг. 117.

Рейки механизма синхронизации крепятся к поршням компрессора. Труба 6 для выравнивания давления в цилиндрах буферов проходит снаружи СПГГ и крепится к крышкам 15 буферов. От проворачивания блоки поршней удерживаются только рейками. Впускные и нагнетательные клапаны 7 и 8 прямооточные. Форсунки 16 (четыре штуки) закрытого типа. Сальник бронзовый, его уплотняющие кольца чугунные (по типу колец автомобильного поршня).

Основные данные СПГГ CS-75

Конструктивные величины

Диаметр цилиндра дизеля в мм	190,5
Диаметр цилиндра компрессора в мм	527
Ход блока поршней от центра СПГГ до упора в крышки в мм	324
Ход блока поршней на номинальном режиме в мм	241
Относительная доля хода поршня, занятая выпускными и продувочными окнами, в %	42
Отношение площади поршня компрессора к площади поршня дизеля	6,65
Число циклов в минуту	1000
Средняя скорость поршня в м/сек	8,05
Давление газа перед турбиной в ата	4,1
Температура газа перед турбиной в °С	465
Суммарная теплоотдача в воду и масло в %	22
Теплоотдача в охлаждающие поршни масло в %	5
Адиабатная мощность на номинальном режиме в л. с.	420
Максимальная адиабатная мощность в л. с.	500
Расход топлива, отнесенный к адиабатной мощности в г/л. с.	148
Адиабатный к. п. д. в %	42
Объем газосборника в л.	100
Диаметр газопровода одного СПГГ в мм	127

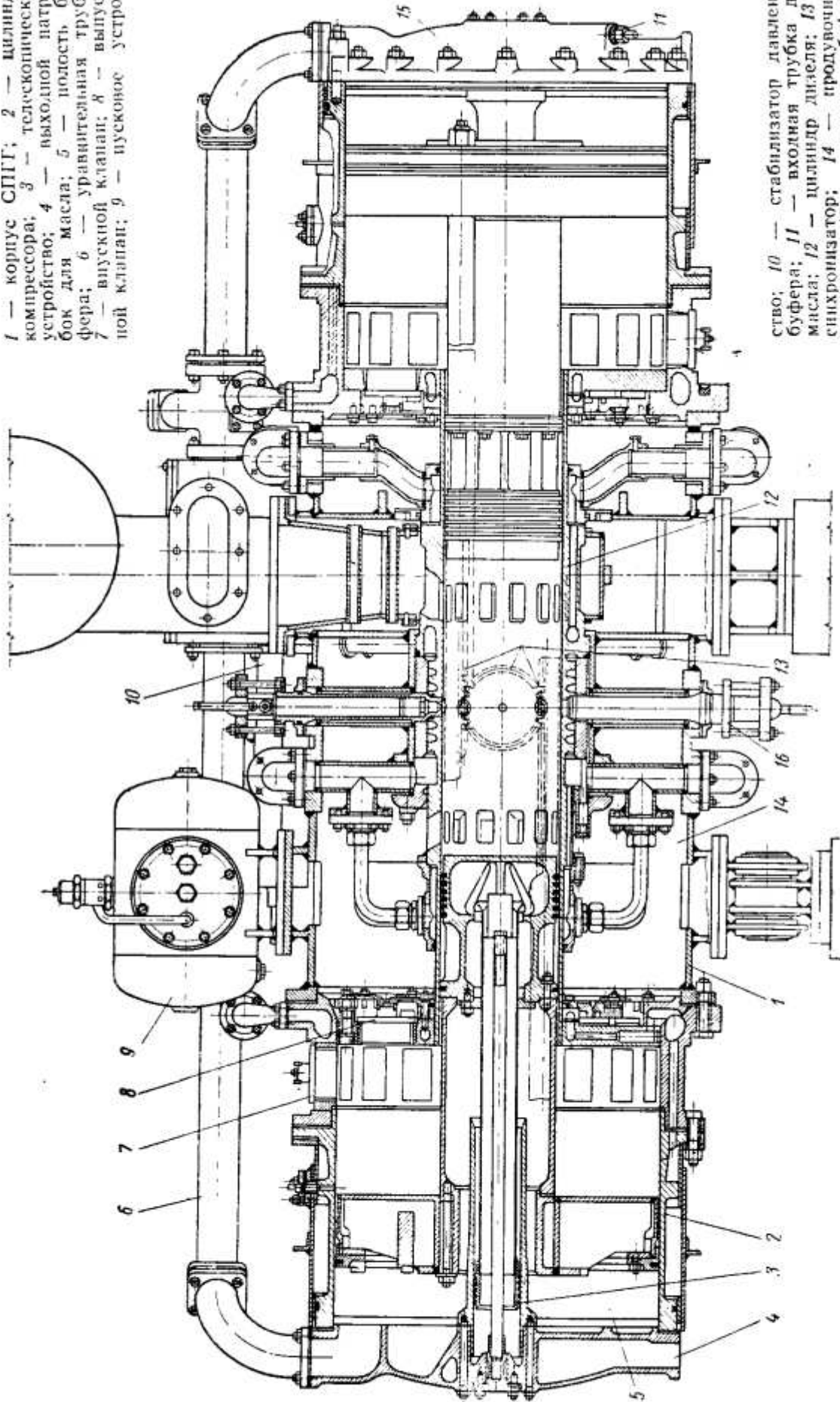
Весовые и габаритные данные

Вес в кг	2000
Вес поршня компрессора в кг	68
Вес поршня дизеля и тронка в кг	41
Вес крышки буфера в кг	68
Длина СПГГ в мм	2240
Высота СПГГ в м	1

Для повышения экономичности при работе на частичных нагрузках, кроме перепуска газа в атмосферу, предусмотрен меха-

Фиг. 117. Продольный разрез
СПГГ CS-75.

1 — корпус СПГГ; 2 — цилиндр компрессора; 3 — выходной патрубок для масла; 4 — выходной патрубок для масла; 5 — полость буфера; 6 — уравнительная трубка; 7 — выпускной клапан; 8 — выпускной клапан; 9 — выпускное устройство;



10 — стабилизатор давления буфера; 11 — входная трубка для масла; 12 — цилиндр дизеля; 13 — синхронизатор; 14 — продувочный ресивер; 15 — крышка буфера; 16 — форсунка

низм, позволяющий отводить часть продувочного воздуха из ресивера СПГГ в газосборник.

В остальном СПГГ CS-75 по конструкции и автоматическому регулированию сходен с СПГГ GS-34.

Охлаждение поршней дизеля позволяет даже при больших нагрузках поддерживать температуру их не выше 200 °С. Генератор газа CS-75 легко пускается и имеет хорошую приемистость. Число циклов СПГГ в течение 6—7 сек возрастает при выходе на номинальный режим с 650 до 1000 *цикл/мин*. Производительность генератора газа при этом достигает $G_2 = 1,2 \text{ кг/сек}$. Давление и температура газа почти не отличаются от параметров газа СПГГ GS-34. Удельный расход топлива в области рабочих нагрузок довольно стабильный. Это объясняется, тем, что при регулировании СПГГ на минимальных нагрузках изменяется степень сжатия дизеля и часть сжатого воздуха перепускается в газосборник, минуя двигатель.

Этот генератор более форсирован, чем модель GS-34, и поэтому имеет меньший удельный вес (5,84 *кг/л.с.*).

в) СПГГ ЦНИИ МПС

На фиг. 118 показан внешний вид СПГГ ЦНИИ МПС.

Основные данные СПГГ ЦНИИ МПС

Конструктивные величины

Диаметр цилиндра дизеля в мм	207
Ход блока поршней от центра СПГГ до упора в крышки в мм . . .	366
Относительная доля хода, занятая выпускными и продувочными окнами в %	42
Площадь поршня дизеля в см ²	336
Отношение площади поршня компрессора к площади поршня дизеля	6,4
Относительный объем мертвого пространства компрессора в % . . .	11
Площадь поршня буфера в см ²	2505

Габаритные и весовые данные

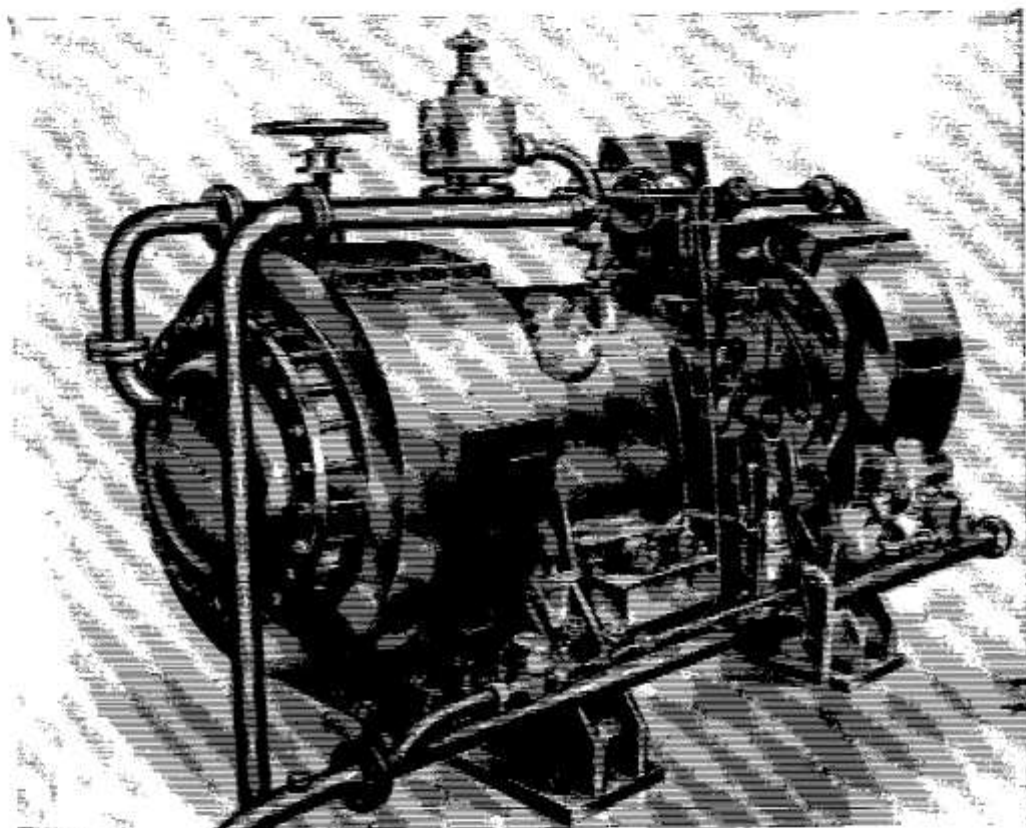
Длина в м	2,9
Высота в м	1
Общий вес в кг	2600
Вес поршня компрессора в кг	90
Вес поршня дизеля с тронком в кг	50

Рабочие параметры на максимальной нагрузке

Адиабатная мощность дизеля в л. с.	575
Давление газа перед турбиной в атл	4,6
Температура газа перед турбиной в °С	510
Число циклов в минуту	950
Средняя скорость блока поршней в м/сек	9,17
Коэффициент избытка воздуха	1,9
Максимальное давление сгорания в кг/см ²	140
Суммарные тепловые потери в %	20

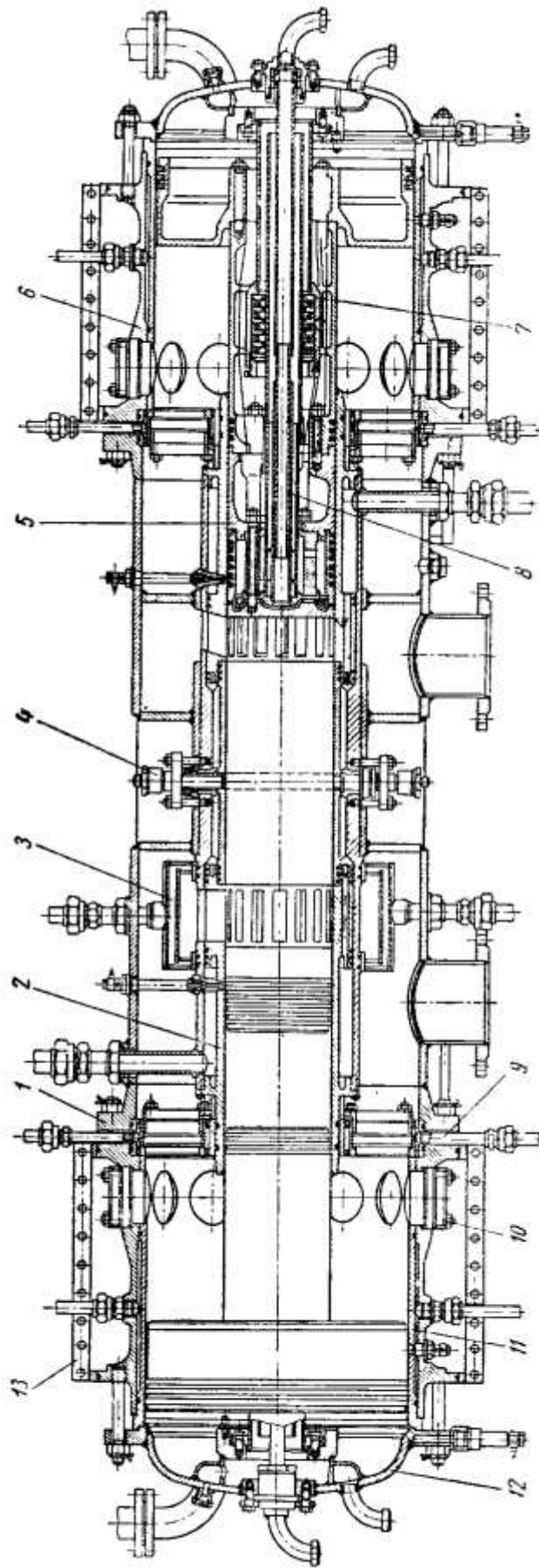
Как видно из конструктивной схемы (фиг. 119), СПГГ ЦНИИ МПС выполнен с внутренним расположением цилиндров компрессора и наружными буферами низкого давления.

В средней части генератора размещен двухтактный дизель с прямоточной продувкой. В корпусе 1 СПГГ размещен цилиндр 2 дизеля. На выпускной части цилиндра дизеля насажен улиткообразный кожух 3, соединенный с выпускным патрубком. Ресивер соединен с продувочной частью цилиндра двигателя. Форсунки дизеля СПГГ (2 шт.) закрытого типа. К торцам цилиндра дизеля примыкают клапанные доски 9, на каждой из которых размещено



Фиг. 118. Внешний вид СПГГ ЦНИИ МПС.

по восемь нагнетательных клапанов. Цилиндры 11 компрессоров крепятся к корпусу СПГГ. В каждом цилиндре имеется двенадцать впускных клапанов 10. Цилиндры 11 компрессоров, как и дизеля, охлаждаются водой. Цилиндры компрессора закрываются крышками 12 буферов. Блоки поршней 5 связаны между собой односторонним реечным синхронизатором. Головки поршней дизеля охлаждаются маслом, поступающим в поршни по телескопическому устройству 8, внутри которого размещен уплотняющий сальник 7. Труба для выравнивания давления в буферных цилиндрах проходит вне СПГГ. Цилиндры компрессора закрыты кожухами 13 для приема воздуха. Топливный насос, стабилизатор, автостоп, пусковое устройство и механизм управления отличаются от известных конструкций и будут рассмотрены отдельно.



Фиг. 119. Продольный разрез СПГГ ЦНИИ МПС:

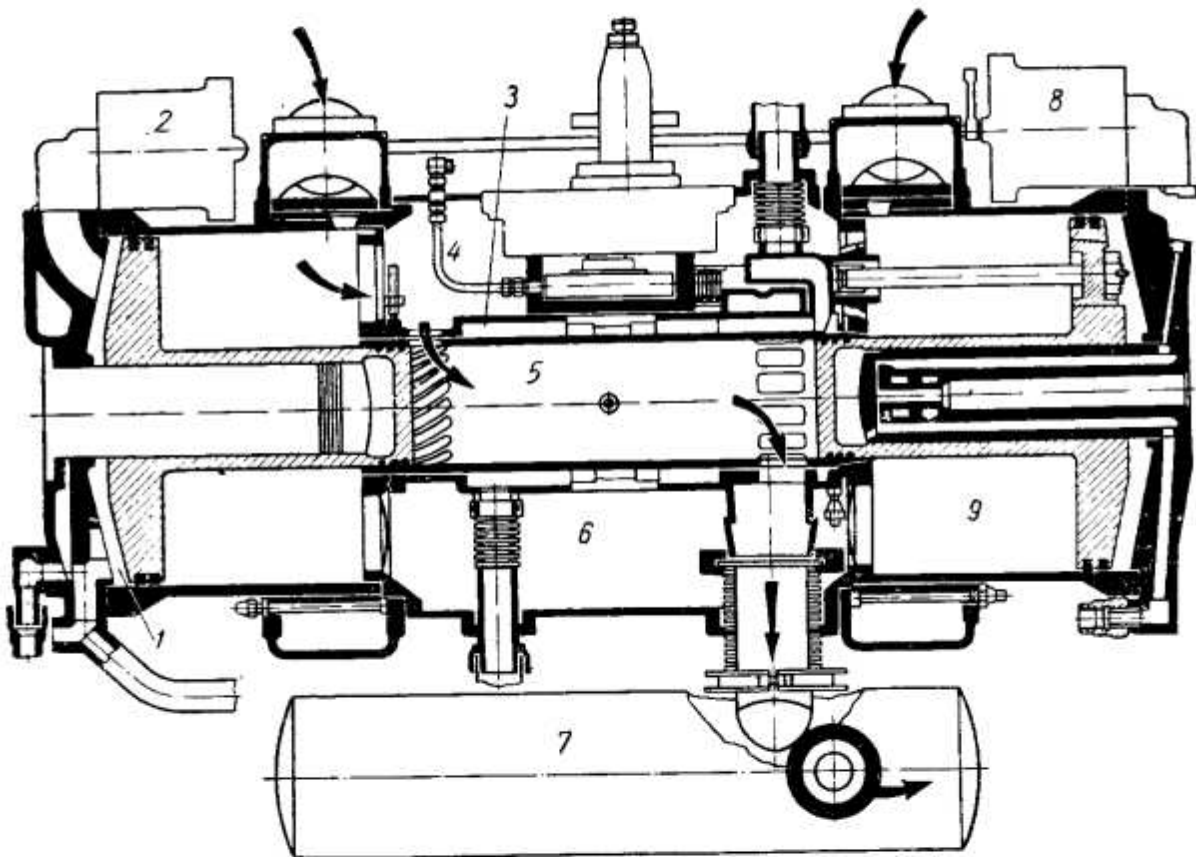
1 — корпус СПГГ; 2 — цилиндр дизеля; 3 — улиткообразный кожух; 4 — форсунка; 5 — блок поршней; 6 — рубашка охлаждения дизеля компрессора; 7 — сальник; 8 — телескопическое устройство; 9 — клапанная доска; 10 — впускные клапаны; 11 — цилиндр компрессора; 12 — крышка буфера; 13 — кожух цилиндра компрессора.

г) СПГГ Форд

Генератор газа фирмы Форд построен по конструктивной схеме GS-34.

Основные данные СПГГ Форд

Диаметр цилиндра дизеля в мм	95
Диаметр цилиндра компрессора в мм	280
Минимальный ход блока поршней в мм	107
Максимальный ход блока поршней в мм	173
Число циклов в минуту	2400
Средняя скорость поршня в м/сек (максимальная)	13,8
Отношение площади поршня компрессора к площади поршня дизеля	4,72
Давление газа перед турбиной при максимальной мощности в ата	4,2
Температура газа перед турбиной в °С	482
Расход топлива в г/л. с. ч.	204
Мощность в л. с.	150
Давление пускового воздуха в кг/см ²	21
Удельный вес комбинированной установки в кг/л. с.	1,36
Длина СПГГ в мм	915
Высота СПГГ в мм	407



Фиг. 120. СПГГ Форд:

1 — цилиндр буфера; 2 и 8 — пусковые устройства; 3 — рубашка охлаждения; 4 — подводящая трубка; 5 — цилиндр дизеля; 6 — ресивер; 7 — газосборник; 9 — цилиндр компрессора.

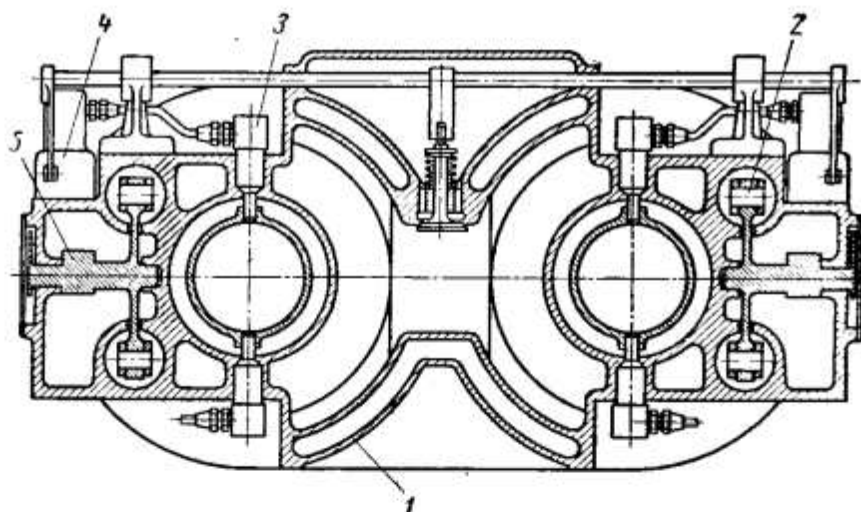
Генератор газа Форд (фиг. 120) может быть использован для установки на автомобиле, тракторе и других транспортных средствах. На этом СПГГ применен односторонний синхронизирующий механизм реечного типа.

Топливные насосы, обслуживающие две форсунки, расположены друг против друга и получают движение от приводного механизма. Для обеспечения минимального мертвого пространства компрессора применены клапаны полосового типа. Головки поршней дизеля охлаждаются маслом. Поршни компрессора направляются латунными втулками. Эти втулки используются для подачи масла к головкам поршня. Через имеющиеся в этих втулках окна направляется также воздух для регулирования давления в буфере. Разброс поршней перед пуском СПГГ осуществляется с помощью вакуум-насоса. Для пуска СПГГ открывают пусковые клапаны, через которые сжатый воздух из специального объема поступает в буфера, обеспечивая быстрое сближение блоков поршней.

При испытании СПГГ Форд особое внимание было уделено динамике блоков поршней и исследованию ее взаимосвязи с динамикой тепловыделения в цилиндре дизеля.

д) СПГГ GMR-4-4

СПГГ GMR фирмы Дженерал Моторс, как и СПГГ Форд, относится к генераторам газа автомобильного типа. На фиг. 121 показан поперечный разрез СПГГ GMR-4-4.



Фиг. 121. Поперечный разрез (по камере сгорания дизеля) СПГГ GMR-4-4:

1 — блок СПГГ; 2 — синхронизатор; 3 — форсунка; 4 — топливный насос; 5 — кулачковые шайбы.

СПГГ состоит из двух генераторов газа в одном блоке. Принцип действия и конструктивная схема каждого из них не отличаются от СПГГ типа CS-75. Поршни дизеля стальные. Масло, охлаждающее поршни, используется для охлаждения синхронизатора. Блоки поршней связаны между собой синхронизатором 2 рычажного типа, как в СПГГ GS-34. Каждый цилиндр дизеля обслуживается одним топливным насосом 4 и двумя форсунками 3. Топливные насосы приводятся в действие от кулачковых шайб 5, установленных на валике синхронизатора. Пуск обоих СПГГ осу-

ществляется сжатым воздухом. Для этой цели сжатый воздух направляют в буфера обоих СПГГ одновременно. На каждом цилиндре компрессора установлено по шесть нагнетательных и восемь впускных автоматических клапанов.

СПГГ GMR-4-4 снабжен стабилизатором степени сжатия по типу CS-75. При работе на минимальных нагрузках такой стабилизатор уменьшает степень сжатия дизеля.

Объединение двух СПГГ в одном блоке позволяет применить общие на оба СПГГ продувочный ресивер, впускной продувочный патрубок, воздухоприемник и выпускной коллектор, что снижает удельный вес установки.

В целях повышения экономичности на частичных нагрузках применен способ рециркуляции. В сочетании с изменением степени сжатия дизеля этот способ регулирования на минимальных нагрузках расширяет диапазон изменения числа циклов. В СПГГ GMR-4-4 число циклов в минуту меняется с 2400 при максимальной нагрузке до 1000 при минимальной, что способствует расширению диапазона изменения нагрузок. Расход топлива на холостом ходу около 8%.

Испытания генератора газа велись на различных сортах топлива: керосине, дизельном топливе и на топливе «бункер С» с содержанием серы до 4%. Испытания на этих сортах топлива продолжались более 1000 ч и дали хорошие результаты. Высокие давления ($p_c = 85 \text{ кг/см}^2$, $p_z = 140 \text{ кг/см}^2$) обеспечивали эффективное сгорание топлива. Эффективный удельный расход топлива, полученный при предварительных испытаниях, оказался высоким — 248 г/л. с. ч. Ожидается, что в результате доводки установки удельный расход топлива будет снижен до 185 г/л. с. ч при мощности 250 л. с. Удельный вес установки, включая турбину и передачу, колеблется в пределах 1,36—2,3 кг/л. с. Дальнейшее развитие сдвоенных СПГГ, несомненно, увеличит их применение на транспортных установках. Так, по последним данным, фирме Форд удалось построить СПГГ этого типа мощностью 300 л. с. и весом 295 кг. Габариты СПГГ $0,965 \times 0,737 \times 0,711 = 0,505 \text{ м}^3$.

Основные данные СПГГ GMR-4-4

Диаметр цилиндра дизеля в мм	101,6
Диаметр цилиндра компрессора в мм	279
Ход блока поршней в мм	127
Максимальное число циклов в минуту	2400
Минимальное число циклов в минуту	1000
Средняя скорость блока поршней при максимальной мощности в м/сек	10,2
Давление газа перед турбиной в ата	4
Температура газа перед турбиной в °С	~480
Давление конца сжатия в кг/см ²	85
Максимальное давление сгорания в кг/см ²	~140

Общие габариты

Длина в мм	1100
Ширина в мм	960
Высота в мм	455

Наряду с выполненными моделями СПГГ с внутренним расположением цилиндров компрессора были построены генераторы газа со сжатием воздуха в компрессоре при рабочем ходе (внешнее расположение цилиндров компрессора). К этим моделям относятся СПГГ Зульцер (Швейцария), Болдвин Лайма-Гамильтон — модели А, В и Д и Купер-Бессемер — модель R (США).

е) СПГГ Зульцер

Фирма Зульцер на основе исследования высокого наддува в 40-х годах построила несколько симметричных конструкций СПГГ, которые намечалось использовать на электростанциях, судах и в промышленности.

Основные данные СПГГ Зульцер

Диаметр цилиндра дизеля в мм	400
Диаметр цилиндра компрессора в мм	1100
Ход блока поршней в мм	610
Число циклов в минуту	360
Средняя скорость блока поршней в м/сек	7,12
Среднее индикаторное давление в кг/см ²	20
Адиабатная мощность при работе с предварительным наддувом 2,35 кг/см ² в л. с.	2750
Давление газа перед турбиной в ата	7
Температура газа перед турбиной в °С	450

Свободнопоршневой генератор газа Купер-Бессемер относится к типу тихоходных, предназначенных для укомплектования силовых установок большой мощности.

ж) СПГГ модели R

Генератор газа модели R (Купер-Бессемер) имеет внешнее расположение цилиндров компрессора, а по концам размещены цилиндры буферов. Цилиндр дизеля состоит из трех частей. Центральная ее часть, образующая камеру сгорания, имеет три отверстия для размещения форсунок. К ней примыкают части с продувочными и выпускными окнами. Для охлаждения цилиндров компрессора и дизеля предусмотрена водяная рубашка. Головки поршней дизеля охлаждаются маслом. С обеих сторон к корпусу СПГГ крепятся цилиндры компрессора. В крышках цилиндров компрессора и в гнездах самих цилиндров размещены автоматические поперечные клапаны.

Механизм синхронизации реечного типа состоит из шестерни и двух реек.

При переходе на частичные нагрузки давление в буфере меняется автоматически, так же как и у других СПГГ путем перепуска воздуха из ресивера или наоборот, в зависимости от подачи топлива и давления наддува дизеля.

Внешнее расположение цилиндров компрессора позволяет в широком диапазоне изменять производительность генератора газа без специального регулирующего устройства, сохраняя высокую экономичность установки.

Генератор газа оборудован защитными устройствами, предохраняющими его в случае чрезмерного увеличения хода поршней, температуры газа и падения давления масла в системе охлаждения блоков поршней. В случае нарушения режима работы СПГГ автоматически останавливается. Все вспомогательные механизмы имеют автономный привод, кроме топливного насоса и лубрикатора. Пуск СПГГ производится сжатым воздухом, подаваемым в цилиндры буферов.

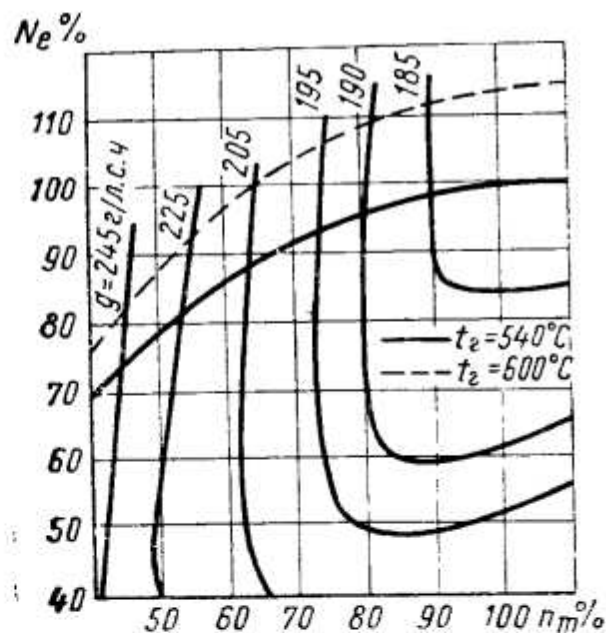
Основные данные СПГГ модели R

Диаметр цилиндра дизеля в мм	356
Диаметр цилиндра компрессора в мм	940
Ход блока поршней при полной нагрузке в мм	470
Адиабатная мощность без наддува в л. с.	1750
Давление газа перед турбиной в ата	6,1
Температура газа перед турбиной в °С	540
Число циклов в минуту	555
Средняя скорость блока поршней в м/сек	8,7
Отношение площади поршня компрессора к площади поршня дизеля	5,95
Адиабатный к. п. д. в %	45

Испытания установки с генератором газа модели R были проведены на дизельном топливе. В дальнейшем СПГГ предполагается использовать для работы на газо-жидкостном цикле и на тяжелых сортах жидкого топлива. Во время испытаний мощность на валу турбины была около 1500 л. с. при 14 400 об/мин, расходе газа около 4 кг/сек и давлении 6,1 кг/см². Эффективный к. п. д. установки составил 38% при относительном к. п. д. турбины 0,85.

Газовая турбина была создана специально для испытания установки с СПГГ модели R. На фиг. 122 показана характеристика этой установки, полученная при испытаниях на дизельном топливе.

Из характеристики видно, что при изменении мощности со 100 до 70% расход топлива на 1 л. с. установки увеличивается умеренно всего с 185 г/л. с. ч. примерно до 250 г/л. с. ч.



Фиг. 122. Характеристика установки с механическим генератором фирмы Купер-Бессемер.

з) СПГГ фирмы ВЛН

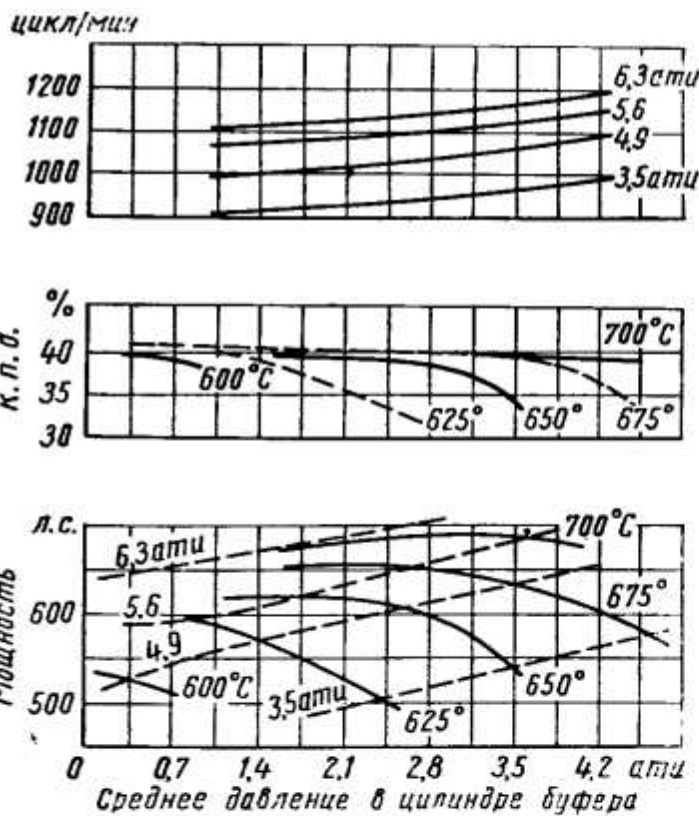
Выполненные для специальных целей и транспорта модели СПГГ (ВЛН) отличаются повышенным форсированием, которым преследовалась цель получить легкую и компактную силовую установку.

Опытный генератор газа модели А выполнен по схеме, приведенной на фиг. 124, с наружным расположением цилиндров компрессора прямого действия.

Основные данные СПГГ модели А

Диаметр цилиндра дизеля в мм	178
Диаметр цилиндра компрессора в мм	535
Диаметр цилиндра буфера в мм	178
Ход блока поршней в мм	254
Число циклов в минуту	1000
Средняя скорость блока поршней в м/сек	8,47

Эта модель была подвергнута всесторонним испытаниям на стенде. Конструктивное оформление ее предусматривало возможность снятия основных характеристик и изучения динамики блока поршней и рабочего процесса. Модель А отработала свыше 1900 ч и значительное время испытывалась на полной нагрузке при давлении газа за СПГГ 7,05 ата.

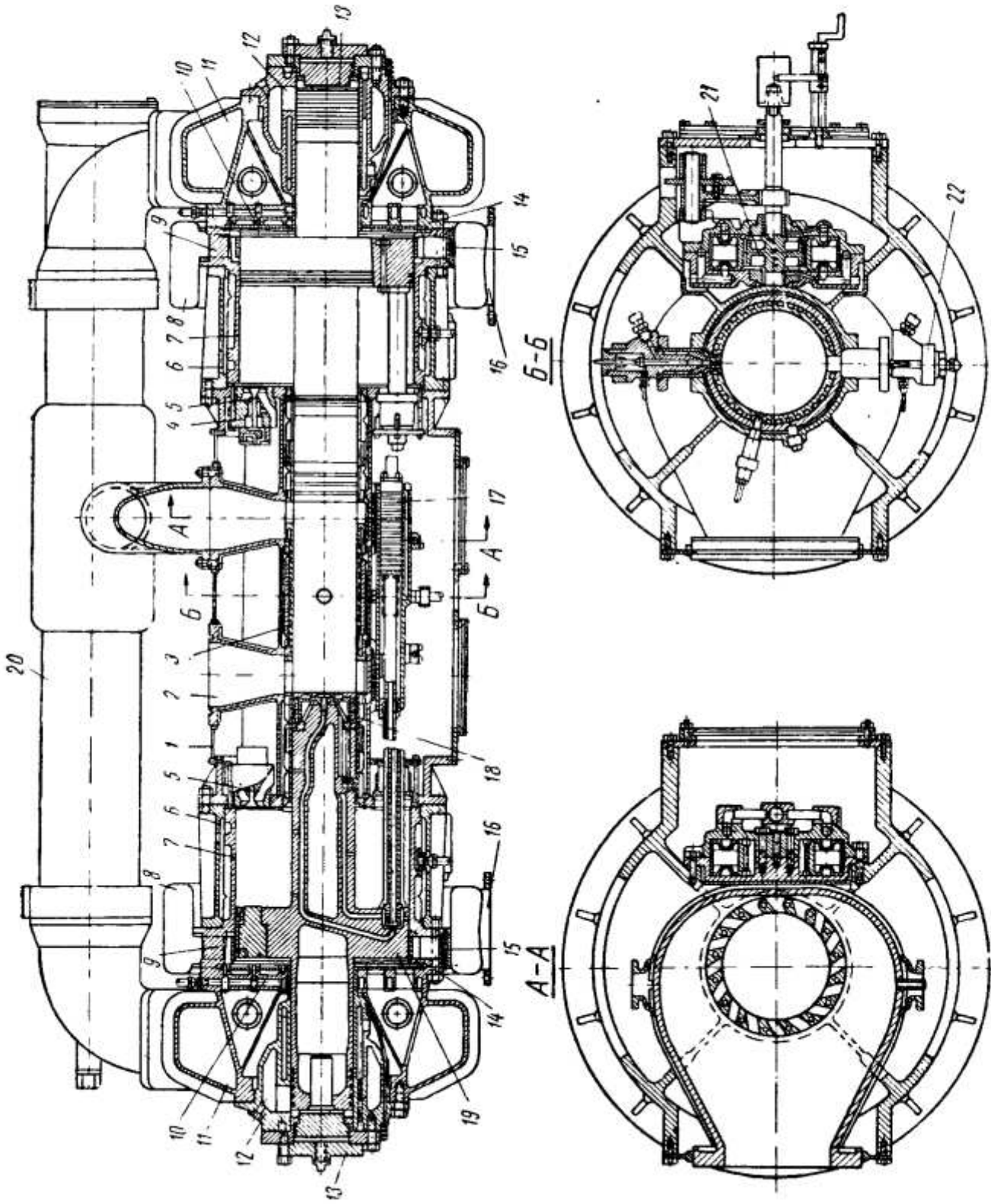


Фиг. 123. Характеристики СПГГ модели А.

Во время испытания модели давление рабочего газа менялось с 2,40 до 7,05 ата. На фиг. 123 приведена характеристика СПГГ модели А, полученная при стендовых испытаниях. Адиабатный к. п. д. составляет всего 40% при достаточно высоких параметрах газа. Напомним, что по данным испытаний GS-34 и CS-75 адиабатный к. п. д. достигал 43% при давлении рабочего газа 4,18 ата и температуре 450°C.

Однако повышение давления рабочего газа модели А позволило значительно поднять литровую мощность генератора газа.

Различные конструктивные неполадки мешали развитию этого СПГГ. Материал, полученный при исследовании модели А, был использован при создании более совершенной модели В (фиг. 124).



Фиг. 124. СПГ модели В:

- 1 — корпус СПГ; 2 — выпускной патрубок; 3 — цилиндр дизеля; 4 — доска впускных клапанов; 5 — впускной клапан; 6 — рукоятка цилиндра компрессора; 7 — цилиндр компрессора; 8 — кожух; 9 — пояс с впускными клапанами; 10 — патентованный клапан; 11 — полость ресивера; 12 — цилиндр буфера; 13 — крышка цилиндра буфера; 14 — крышка цилиндра компрессора; 15 — на впускные клапаны; 16 — на впускной кожух; 17 — рейка; 18 — поршень дизеля; 19 — остаток блока поршней; 20 — ресивер; 21 — шестерня; 22 — форсунка.

В середине литого корпуса 1 размещается стальной цилиндр 3 дизеля, покрытый с внутренней стороны пористым хромом. Цилиндр дизеля и перемычки окон, в которых имеются каналы, охлаждаются водой. В центральной части цилиндр стянут стальным кольцом. К корпусу 1 с двух сторон крепятся рубашки 6 компрессора, внутри которых размещены цилиндры 7 компрессора. Между рубашкой и крышкой 14 компрессора расположен пояс 9, в гнездах которого размещены 213 впускных автоматических поросовых клапанов 15. Вокруг пояса 9 расположен кожух 8 с впускным воздушным патрубком 16. В крышке 14 размещено 262 нагнетательных клапана 10. Элементы, на которых смонтированы клапаны, для уменьшения коксования масла охлаждаются водой. Вокруг цилиндров буферов расположены полости 11, которые соединены между собой трубопроводом и образуют продувочный ресивер. Охлаждаемые цилиндры 12 буферов крепятся к крышкам 14 компрессора. На торцах цилиндров 12 укреплены крышки 13 буферов. Синхронизатор реечного типа односторонний; две рейки 17 связывают блоки поршней через шестерню 21. По каналам внутри реек подводится масло для охлаждения поршней дизеля. Блоки поршней для уменьшения веса отлиты из алюминиевого сплава. Поршень дизеля выполнен из двух частей: остова 19 из алюминиевого сплава, представляющего единое целое с поршнями компрессора и буфера, и головки 18 поршня. В цилиндрах компрессора между внутренней стороной поршней и доской 4 впускных клапанов имеются буферы обратного действия. В гнездах доски 4, кроме впускных клапанов 5, расположены уплотнения реек. В средней части цилиндра 3 дизеля размещены две форсунки 22 закрытого типа. Отработавшие газы из дизеля отводятся к турбине по патрубку 2. Топливная система позволяет во время работы СПГГ изменять количество топлива, опережение подачи и давление впрыска. Топливо подается от автономного топливного насоса. Полости буфера обратного действия используются для разведения блоков поршней перед пуском СПГГ. В будущем этот буфер предполагается использовать в качестве ускорителя для повышения числа циклов СПГГ. При работе СПГГ давление в этих полостях ниже атмосферного. Давление сжатого воздуха, поступающего в эти полости перед пуском, около $1,5 \text{ кг/см}^2$. Для снятия противодействия при разведении поршней на крышках 13 буферов установлены декомпрессионные клапаны. При пуске сжатый воздух поступает в цилиндры 12 буферов прямого действия.

При изменении давления газа за СПГГ меняется давление в буферах прямого действия путем подачи в них воздуха от внешнего источника. Расход воздуха на питание буферов при полной нагрузке составляет около $30 \text{ м}^3/\text{ч}$.

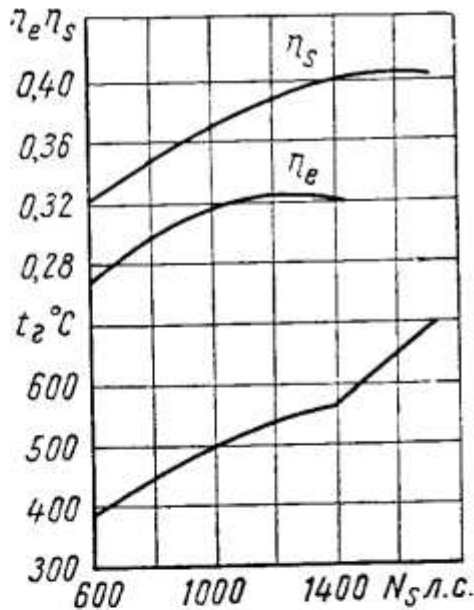
СПГГ модели В отличается от модели А в основном размерами цилиндров и тем, что у него одна пара реек синхронизатора, а не две, как у модели А.

Стендовые испытания газотурбинной установки с двумя СПГГ

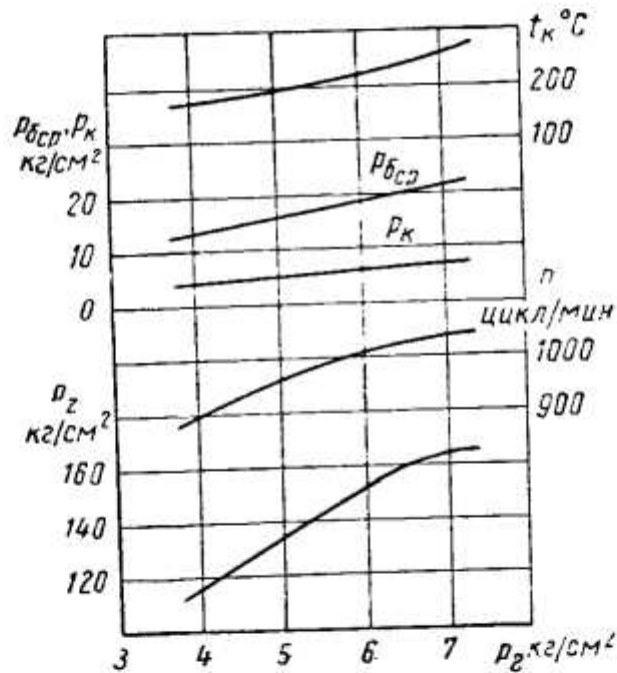
Основные данные СПГГ модели В (ВЛН)

Диаметр цилиндра дизеля в мм	210
Диаметр цилиндра компрессора в мм	585
Диаметр цилиндра буфера обратного действия в мм	585
Ход блока поршней при полной нагрузке в мм	280
Число циклов в минуту	1035
Средняя скорость блока поршней в м/сек	9,65
Отношение площади поршня компрессора к площади поршня дизеля	6,75
Давление газа перед турбиной в ата	7,4
Температура газа перед турбиной на полной нагрузке в °С	703
Перепад давления при продувке в кг/см ²	0,55
Температура продувочного воздуха в °С	260
Адиабатная мощность в л. с.	885
Адиабатный к. п. д. в %	0,405
Максимальное давление сгорания в кг/см ²	165
Полный вес СПГГ в кг	4500
Длина СПГГ в мм	4000
Высота СПГГ в мм	1520

модели В проходили в течение 700 ч. Результаты этих испытаний приведены на фиг. 125 и 126. Рабочий газ от генераторов подво-



Фиг. 125. Характеристика СПГГ модели В (ВЛН).

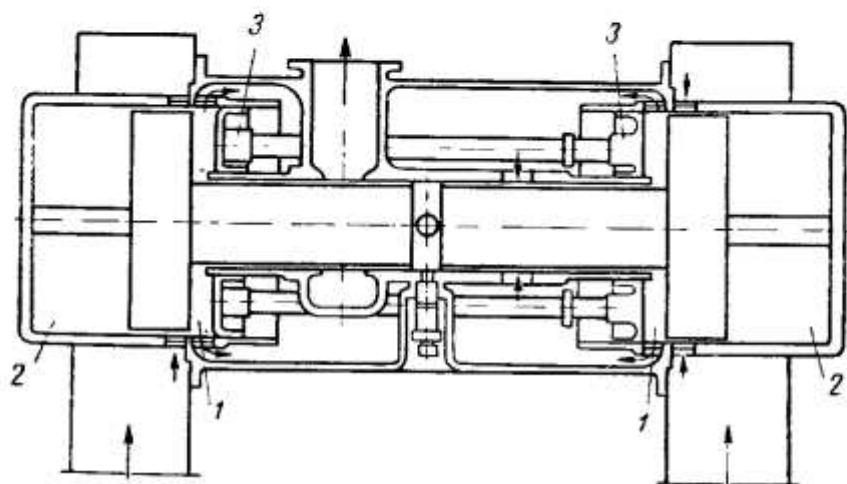


Фиг. 126. Изменение параметров рабочего процесса механического генератора ВЛН в зависимости от давления генерируемого газа.

дился по отдельным трубопроводам диаметром 210 мм к двум сопловым венцам турбины. При работе одного СПГГ на турбину другой легко мог быть включен в работу, если давление газа не превышало 2,1 кг/см². В других случаях пуск второго СПГГ осуществлялся при открытом перелусковом клапане, установленном на выпускном газопроводе генератора газа.

Во время испытаний был опробован трансформатор фаз, однако заметного улучшения не было получено, если не считать некоторого понижения шума. Надо помнить, что в генераторе модели В процесс нагнетания сжатого воздуха компрессорами в ресивер по фазе совпадает с процессом продувки цилиндра дизеля. В схемах СПГГ с внутренним расположением цилиндров компрессора следует ожидать от синхронизации фаз лучших результатов.

Длительными испытаниями было выяснено, что пульсация давления в газопроводе не сказывалась отрицательно на работе турбины и СПГГ. Испытания подтвердили, что экономичность различных схем СПГГ зависит главным образом от гидравлических



Фиг. 127. Принципиальная схема СПГГ модели DL:
1 — компрессор; 2 — буфер; 3 — устройство для передвижения клапанной доски.

потерь в клапанах. Адиабатная мощность одного СПГГ составила около 885 л. с. при относительном эффективном к. п. д. турбины 0,85. При адиабатном к. п. д. 0,405 эффективный к. п. д. с учетом затрат на вспомогательные механизмы составил 32,3%, а общая эффективная мощность установки достигла 1400 л. с.

Из характеристик, полученных при испытаниях, следует, что уменьшение нагрузки генератора газа модели В на 62,5% привело к снижению адиабатного к. п. д. на 20,5%. Примерно в такой же степени снижается адиабатный к. п. д. и в СПГГ модели А.

При уменьшении нагрузки на 57% эффективный к. п. д. установки с СПГГ модели В уменьшался всего на 15%, число циклов — на 14,5%. Поэтому, как видно, и намечалось использовать полости буфера обратного действия для расширения диапазона изменения числа циклов.

В рассматриваемой модели СПГГ максимальное давление сгорания достигало 165 кг/см^2 и находилось в основном в прямой зависимости от давления газа за СПГГ. В результате проведенных экспериментов удовлетворительно были решены вопросы регулирования и сделан вывод о перспективности силовых установок с генератором газа, отличающихся продолжительным сроком служ-

Таблица 48

Основные данные	GS-34	CS-75	ВЛП модель В	ВЛП модель DL	Купер- Бессмер R	Зульцер	GMR-A-4	Дуган- ский, 2-й ва- риант	ЦНИИ МПС
	Внутр.	Внутр.	Наружн.	Внутр.	Наружн.	Наружн.	Внутр.	Внутр.	Внутр.
Расположение цилиндров компрес- сора	Внутр.	Внутр.	Наружн.	Внутр.	Наружн.	Наружн.	Внутр.	Внутр.	Внутр.
Диаметр цилиндра дизеля в мм	340	190	210	203	356	400	101,6	280	207
Диаметр цилиндра компрессора в мм	900	527	585	559	940	1100	279,0	750	565/500
Диаметр цилиндра буфера в мм	900	527	210	559	940	400	279,0	750	565/500
Отношение площади поршня ком- прессора к площади поршня двигателя	6	6,65	6,75	6,35	5,95	—	6,55	6,18	6,4
Отношение расстояния выпускных окон от оси форсунок к диамет- ру цилиндра дизеля	0,775	0,735	0,975	1,0	—	—	—	0,805	0,895
Ход блока поршей на номиналь- ной нагрузке в мм	480	241	280	273	470	610	127	375	290
Число циклов в цикл/мин	588	1000	1035	1000	555	350	2400	690	950
Средняя скорость блока поршей в м/сек	8,66	8,05	9,65	9,10	8,7	7,62	10,2	8,32	9,17
Номинальная мощность в л. с	1250	420	—	700	1750	—	250	830	550
Максимальная мощность в л. с	1360	500	885	830	—	2750	—	—	650
Расход газа в кг/сек	4	—	1,47	—	5,1	с наддувом	—	2,24	1,5
Температура газа перед турбиной в °С	450	465	703	600	540	450	480	544	510
Давление газа перед турбиной в ата	4,18	4,10	7,4	6,0	6,1	7,03	4,0	4,5	4,6
Давление сгорания в кг/см ²	115	—	165	—	—	—	140	130	135
Вес генератора газа в кг	8000	2000	4500	—	—	—	270	5414	2600
Длина генератора в мм	4270	2240	4000	—	—	—	1100	3500	2650

бы, умеренным удельным весом (2,5—4 кг/л. с.) и к. п. д., находящимся на уровне к. п. д. современного дизеля.

В дальнейшем был спроектирован СПГГ модели Д с вертикальным расположением цилиндров для силовой установки транспортного назначения. В этом СПГГ буферы прямого действия расположены внутри блоков поршней. Адиабатная мощность СПГГ достигает 630 л. с. После длительных исканий фирма создала новую модель генератора газа DL.

На фиг. 127 приведен генератор газа модели DL, построенный по конструктивной схеме генератора GS-34.

Основные данные СПГГ модели DL

Диаметр цилиндра дизеля в мм	203
Диаметр цилиндра компрессора в мм	559
Ход блока поршней в мм	273
Число циклов в минуту	1000
Средняя скорость блока поршней в м/сек	9,1
Отношение площади поршня компрессора к площади поршня дизеля	6,35
Максимальная адиабатная мощность в л. с.	830
Адиабатная мощность номинальная в л. с.	700
Давление газа перед турбиной в ата	6
Температура газа перед турбиной в °С	600

Перемещение клапанных досок к центру СПГГ изменяет мертвое пространство компрессора. Усилия, приходящиеся на доски, достигают 15 000 кг. Высокая литровая адиабатная мощность дизеля СПГГ (около 39 л. с./л) достигнута в основном за счет большого давления наддува. В табл. 48 приведены основные характеристики построенных моделей СПГГ.

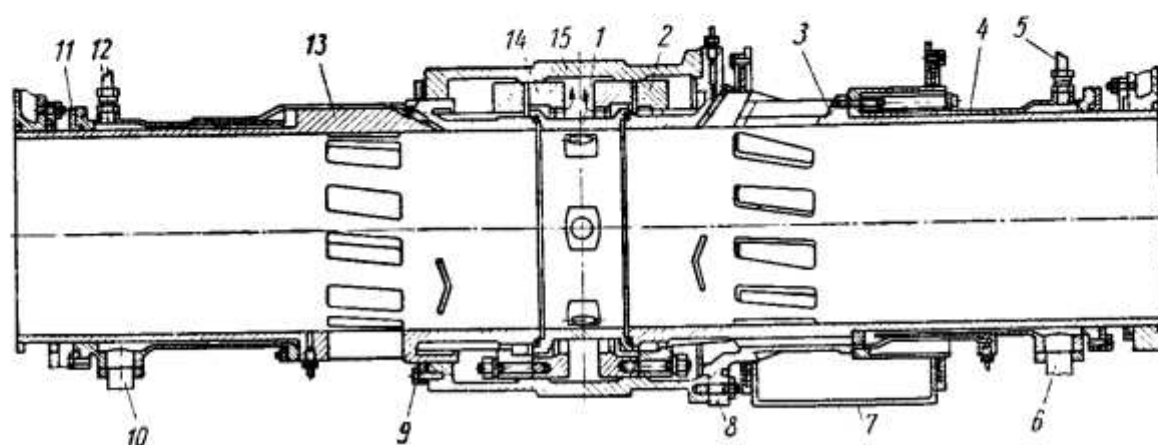
§ 24. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ОСНОВНЫХ УЗЛОВ СПГГ

а) Цилиндр дизеля и корпус СПГГ

Высокие давления сгорания и температуры дизеля СПГГ требуют особого внимания к проектированию цилиндра дизеля и блока поршней. Однако если до последнего времени для каждого опытного генератора газа разрабатывалась новая конструкция цилиндра дизеля и это в какой-то мере оправдывалось на первом этапе развития СПГГ, то сейчас, используя имеющийся опыт, можно выбрать в зависимости от мощности СПГГ конструкцию цилиндра, материал и технологию его изготовления.

На фиг. 128 показан цилиндр дизеля GS-34. Для равномерного распределения топлива в камере сгорания по ее окружности размещают шесть форсунок. Естественно, что шесть отверстий значительно ослабляют наиболее напряженную часть цилиндра. Для исключения возможности образования трещин кромки отверстий для форсунок со стороны зеркала цилиндра закругляют. По технологическим условиям изготовления гильза цилиндра дизеля де-

лается составной из трех частей. В средней части 1, представляющей собой кольцо из легированной стали, имеются шесть отверстий для форсунок. Это кольцо образует собой камеру сгорания дизеля. С обеих сторон к кольцу примыкают чугунные части 3 и 13 гильзы, в которых сделаны продувочные и выпускные окна. Чугунные части гильзы соединяются со стальным кольцом 1 на прокладках и стягиваются болтами, размещенными в накидных фланцах 14 и 2. Соединение накидными фланцами улучшает условия охлаждения средней части гильзы, исключает возникновение дополнительных напряжений и облегчает ее монтаж. На гильзу цилиндра дизеля надевается рубашка 4. По концам между рубашкой и гильзой установлены сальники 11. В перемышках окон частей 13 и 3



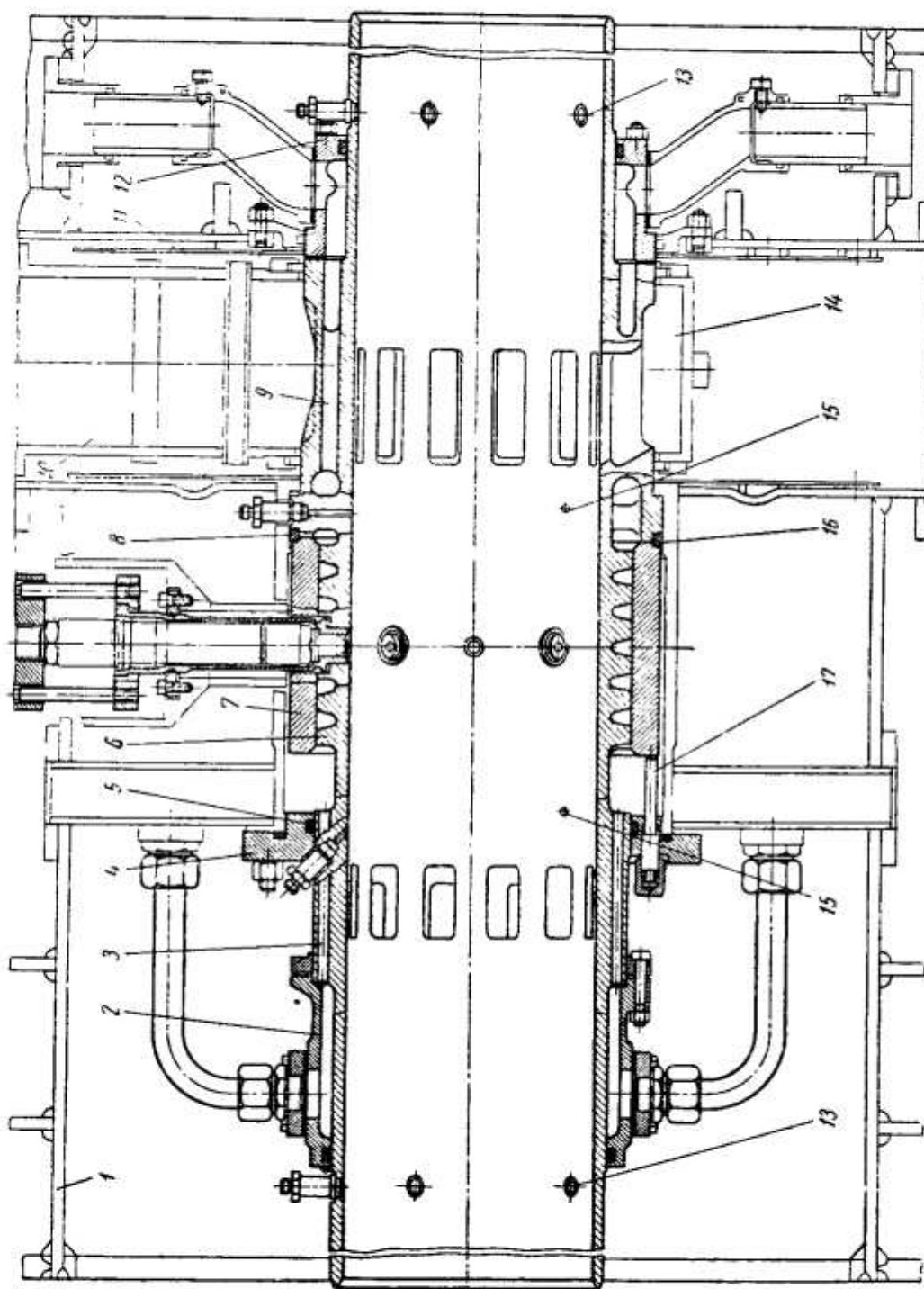
Фиг. 128. Продольный разрез цилиндра дизеля GS-34:

1 — средняя часть гильзы цилиндра; 2 и 14 — накидные фланцы; 3 и 13 — чугунные части гильзы; 4 — рубашка цилиндра дизеля; 5 и 12 — каналы для отвода охлаждающей воды; 6 и 10 — каналы для подвода охлаждающей воды; 7 — улитка; 8 — фланец; 9 и 11 — сальниковые уплотнения.

гильзы просверлены каналы для охлаждающей воды. Гильза охлаждается по всей длине. Охлаждение концов втулок, расположенных за продувочными и выпускными окнами, способствует более полному отводу тепла от поршневых колец. Скорость воды в рубашке охлаждения при полной нагрузке поддерживается около 2,5 м/сек, а перепад ее температуры — 10—15°C. Вода в рубашку цилиндра дизеля подводится через каналы 10 и 6, а отводится в средней части СПГГ и, кроме этого, по каналам 5 и 12, что мешает образованию застоя воды.

Смазка цилиндра дизеля капельная от лубрикатора. Собранный гильза крепится фланцем 8 к корпусу СПГГ. Эта часть корпуса служит рубашкой охлаждения и с противоположной стороны уплотняется сальником 9.

Корпус СПГГ цилиндрический, сварной. Внутренняя часть его используется как продувочный ресивер. В корпусе имеются люки для осмотра клапанов, колец поршней дизеля. В нижней части корпуса размещены лапы для крепления СПГГ к фундаменту. Фланцы на концах корпуса служат для соединения с цилиндрами компрессора. В объеме корпуса, выделенном под ресивер, располагается



Фиг. 129. Цилиндр дизеля СПГГ СС-75:

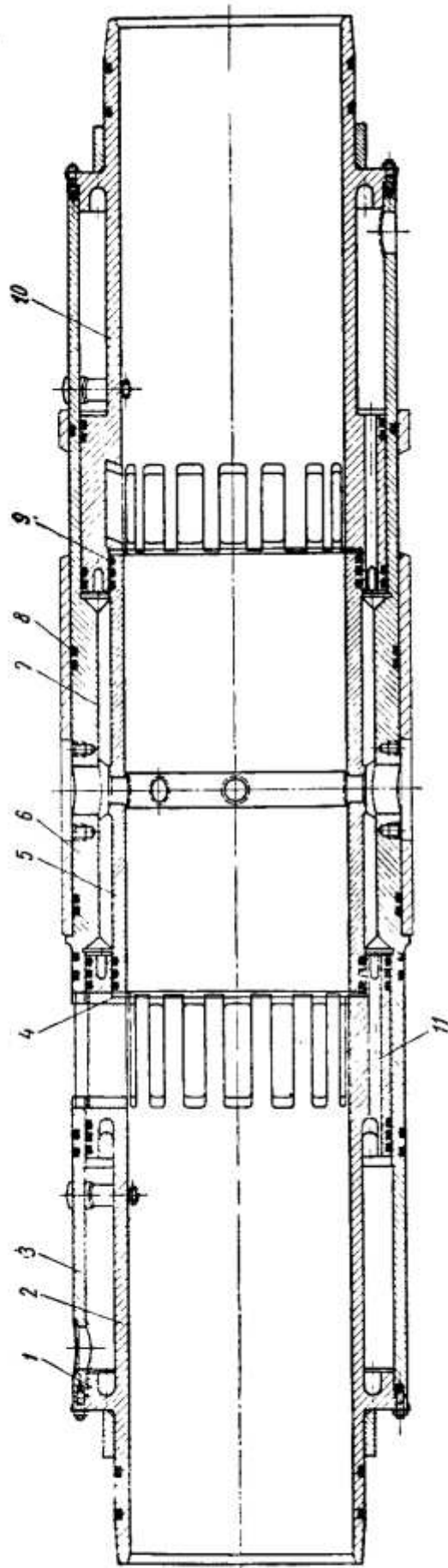
1 — корпус СПГГ; 2 и 12 — рубашка; 3 и 9 — каналы; 4 — фланец; 5 и 8 — уплотнительные кольца; 6 — ребра; 7 — ребра; 10 — патрубок; 11 — щитки; 13 и 15 — опора; 14 — коллектор; 16 — опора; 17 — распорка.

улитка 7, при помощи которой цилиндр дизеля соединяется с газосборником.

На фиг. 129 показан цилиндр дизеля СПГГ СС-75. Длина гильзы цилиндра около 1085 мм. Гильза цельная, чугунная. В гильзе сделаны четыре гнезда для установки форсунок и по двенадцати выпускных и продувочных прямоугольных окон. Центральная часть гильзы утолщена и имеет снаружи спиральные ребра 6. На средней части гильзы напрессован усиливающий бандаж 7 из алюминиевой бронзы. Между бандажом 7 и ребрами втулки двигателя образуются каналы, по которым движется с необходимой скоростью охлаждающая вода. По концам гильза охвачена рубашками 2 и 12. В перемычках окон просверлены каналы 3 для охлаждающей воды. Смазка капельная; масло подается от лубрикатора на поверхность трения гильзы с обеих сторон от продувочных и выпускных окон через отверстия 13 и 15.

Корпус 1 СПГГ стальной, сварной, цилиндрической формы, имеет внутри опоры для цилиндра дизеля. Внутренний объем корпуса используется в качестве продувочного ресивера. Опора 16 корпуса частично служит также рубашкой цилиндра дизеля. Цилиндр в собранном виде монтируется в корпусе и уплотняется с двух сторон резиновыми маслостойкими кольцами 8. Фланец 4 надевается на цилиндр и крепится болтами к корпусу СПГГ. От продольных перемещений гильза удерживается с одной стороны опорой корпуса, а с другой — распоркой 17, ввернутой во фланец 4. Со стороны выпускных окон цилиндр охвачен улиткообразным коллектором 14, который соединен патрубком 10 с газосборником. Коллектор 14 предохраняется щитками 11 от возможного самовоспламенения смазки, попадающей в ресивер СПГГ.

Цилиндр дизеля генератора газа ЦНИИ МПС (фиг. 130) состоит из трех чугунных частей 2, 5 и 10 и упрочняющего бандажа 6, выполненного как одно целое с рубашками охлаждения 3. Центральная часть 5, которая образует камеру сгорания, имеет два отверстия для установки форсунок. Для более эффективного охлаждения и прочности на ней сделаны продольные ребра 7. Кромки отверстий для форсунок со стороны рабочей поверхности цилиндра закруглены. Средняя скорость воды, охлаждающей центральную втулку, около 3 м/сек. По концам цилиндра в кольцевых канавках 9 размещаются по два резиновых и одному медному кольцу. В частях гильзы 2 и 10 сделаны продувочные и выпускные окна. Продувочные окна тангенциальные с наклоном 20° к вертикальной оси, выпускные — радиальные. Такое устройство окон обеспечивает достаточно эффективное смесеобразование и хорошую продувку. В перемычках 11 окон просверлены каналы, по которым движется охлаждающая вода. За окнами, если считать от центра СПГГ, в двух поясах размещены отверстия для смазки. Ступенчатые заходы 4 служат для соединения частей гильзы 2 и 10 с центральной частью 5. Части 2 и 10 цилиндра заканчиваются фланцами 1 с цилиндрическими направляющими.



Фиг. 130. Цилиндр дизеля СПГГ ЦНИИ МПС:

1 — фланец; 2 — часть гильзы с выпускными окнами; 3 — рубашка цилиндра; 4 — ступенчатый заход; 5 — центральная часть гильзы; 6 — бандаж (утолщенная часть рубашки); 7 — продольные ребра; 8 и 9 — кольцевые канавки; 10 — часть гильзы с продувочными окнами; 11 — перемычки окон.

Цилиндр дизеля на резиновых кольцах укладывается на опору корпуса. Корпус СПГГ сварной конструкции изготовлен из стали. Объем между гильзой и корпусом используется как продувочный ресивер. К фланцам корпуса крепятся цилиндры компрессора. В центре корпуса имеются углубления для установки и обслуживания форсунок. Внутри корпуса размещены специальные цилиндрические кожухи, отделяющие реечный механизм от ресивера. Люки в корпусе со съемными крышками служат для осмотра нагнетательных клапанов компрессора, колец поршней и т. п. Гильзу цилиндра со стороны выпускных окон охватывает выпускной коллектор, который соединяется с корпусом и газосборником скользящим уплотнением.

Один из вариантов цилиндра дизеля СПГГ ЦНИИ МПС состоит также из трех частей, но центральная часть выполнена в виде стального кольца с отверстиями для форсунок.

Правильное распределение воды, охлаждающей гильзу, имеет большое значение.

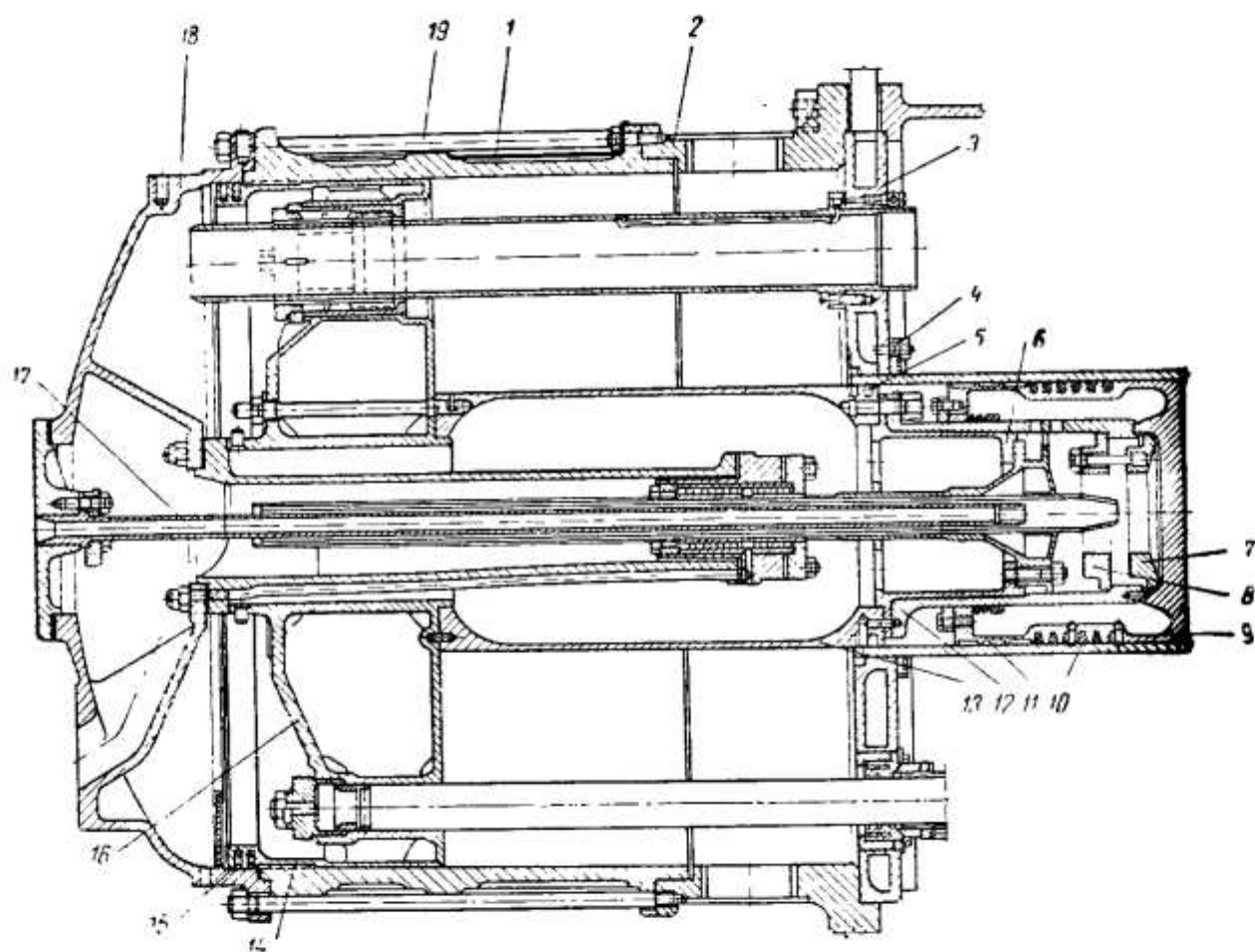
Испытания показали, что наиболее эффективное охлаждение гильзы достигается при подводе воды в четырех точках по концам гильзы и отводе в центре. Удовлетворительные результаты получены также при подводе воды по концам в нижней

части втулки с главным отводом в центре и дополнительным — по концам через трубки небольшого диаметра.

В результате рассмотрения различных конструкций цилиндров дизеля СПГГ можно отметить, что для малых по мощности СПГГ целесообразно применять чугунную гильзу с упрочняющим бандажом. Для мощных СПГГ необходимо иметь составную гильзу с центральной частью, выполненной из легированной стали. Может быть также применена стальная втулка с пористым хромированием лицевой части, как это выполнено в СПГГ модели В (ВЛН).

б) Цилиндр компрессора, клапанная доска и крышка

Ниже будут рассмотрены конструкции цилиндров компрессора СПГГ типа GS-34 как наиболее распространенного варианта.

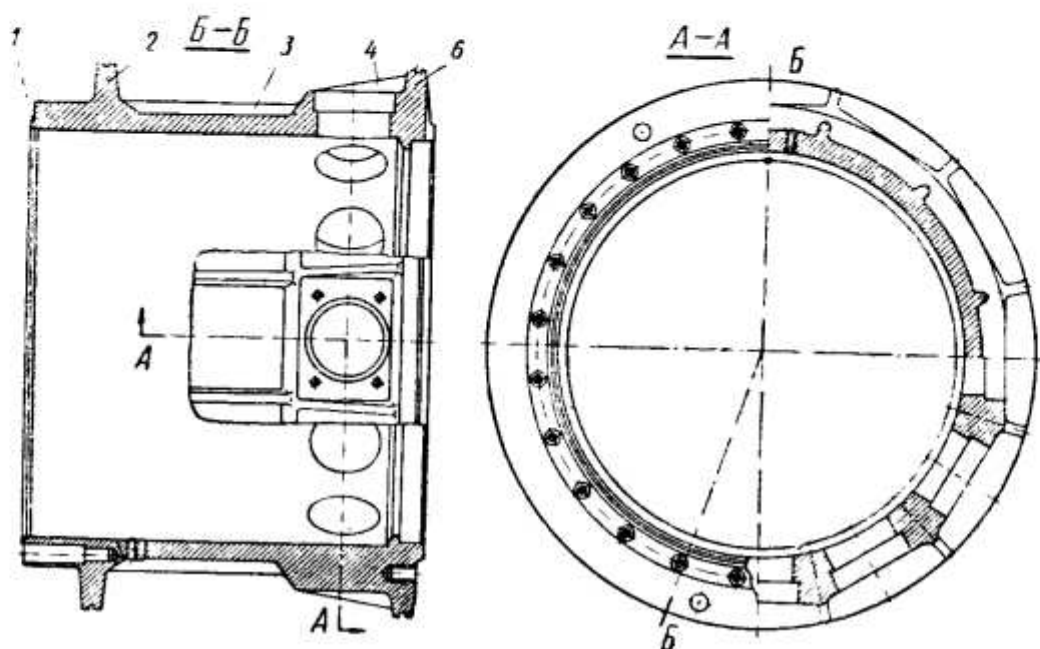


Фиг. 131. Компрессор СПГГ GS-34:

1 — цилиндр компрессора; 2 — клапанный пояс; 3 — клапанная доска; 4 — сальник; 5 — компрессионные кольца тронка; 6 — стакан; 7 — скоба; 8 — фланец; 9 — поршень дизеля; 10 — компрессионные кольца поршня дизеля; 11 и 14 — секционные пояски; 12 — втулка; 13 — тронк; 15 — компрессионные кольца поршня компрессора; 16 — поршень компрессора; 17 — центральная трубка; 18 — крышка; 19 — шпилька.

На фиг. 131 показан продольный разрез компрессора СПГГ GS-34. Цилиндр компрессора состоит из двух частей: чугунного цилиндра 1 и стального клапанного пояса 2. При помощи фланцев клапанный пояс крепится к корпусу СПГГ. На длинных шпиль-

ках 19 к поясу 2 присоединяется крышка 18 буфера. В гнездах пояса размещаются впускные клапаны. Цилиндр компрессора закрывается по концам крышкой 18 буфера и клапанной доской 3 кольцевой формы. Клапанная доска пустотелая (для охлаждения клапанов). В доске расположены нагнетательные клапаны. В ней предусмотрены также места для пропуска трубы, уравнивающей давление между буферами, и отверстие для штанги синхронизатора. Клапанная доска по периферии зажимается между фланцами



Фиг. 132. Цилиндр компрессора СПГГ ЦНИИ МПС:
1 — торец цилиндра; 2 и 6 — фланцы; 3 и 4 — ребра; 5 — канавка.

корпуса СПГГ и клапанного пояса. Центральной частью клапанная доска посажена на конец гильзы цилиндра дизеля. Утечки воздуха из продувочного ресивера предотвращаются сальником 4. Крышка буфера разделена на две части. К ее фланцам крепится цилиндрическая стойка с сальником телескопического устройства. Внутренний объем в крышке используется для пропуска наружу масла, охлаждающего поршень.

Цилиндр компрессора СПГГ ЦНИИ МПС (фиг. 132) отлит из чугуна. Фланцем 6 он соединяется с корпусом СПГГ. Цилиндр компрессора со стороны клапанной доски утолщен и имеет ребра жесткости 3 и 4. В утолщенной его части размещены двенадцать отверстий для впускных клапанов. В средней части просверлены три отверстия для подвода смазки к зеркалу цилиндра. Крышка буфера притирается к торцу 1 цилиндра компрессора и крепится к нему на удлиненных шпильках, размещающихся во фланце 2 компрессора. На фланцах 2 и 6 сделаны кольцевые канавки 5 для уплотнительных резиновых колец, охватываемых воздухоприемным кожухом.

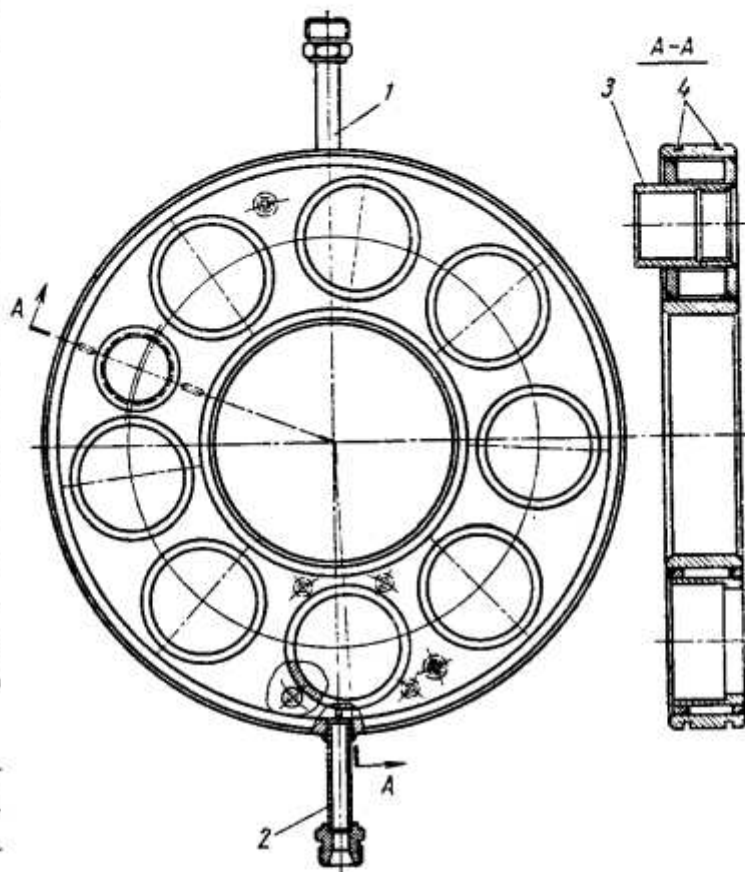
Клапанные доски (фиг. 133) стальные, сварной конструкции. Внутренние полости клапанной доски используются в качестве рубашки охлаждения. В клапанной доске, кроме восьми отверстий под нагнетательные клапаны и центрального отверстия под гильзу цилиндра дизеля, имеется по одному отверстию 3 для реек синхронизатора. Каждый нагнетательный клапан крепится к клапанной доске четырьмя шпильками. Патрубки 1 и 2 служат для подвода и отвода охлаждающей воды. Канавки 4 предназначены для уплотнительных резиновых колец.

Крышка буфера (фиг. 134) сварная. Центральная часть крышки штампованная. В стакане 2 размещается сальник телескопического устройства. К фланцу 5 крышки крепится труба, по которой масло подается к головке поршня дизеля. Медные упоры 3 ограничивают движение блока поршней, если ход его чрезмерно увеличится.

Через отверстие 6 проходит штанга ограничителя хода; патрубков 4 служит для отвода охлаждающего масла. Труба, уравнивающая давление воздуха в буферах, проходит снаружи СПГГ и соединяется с патрубком 1.

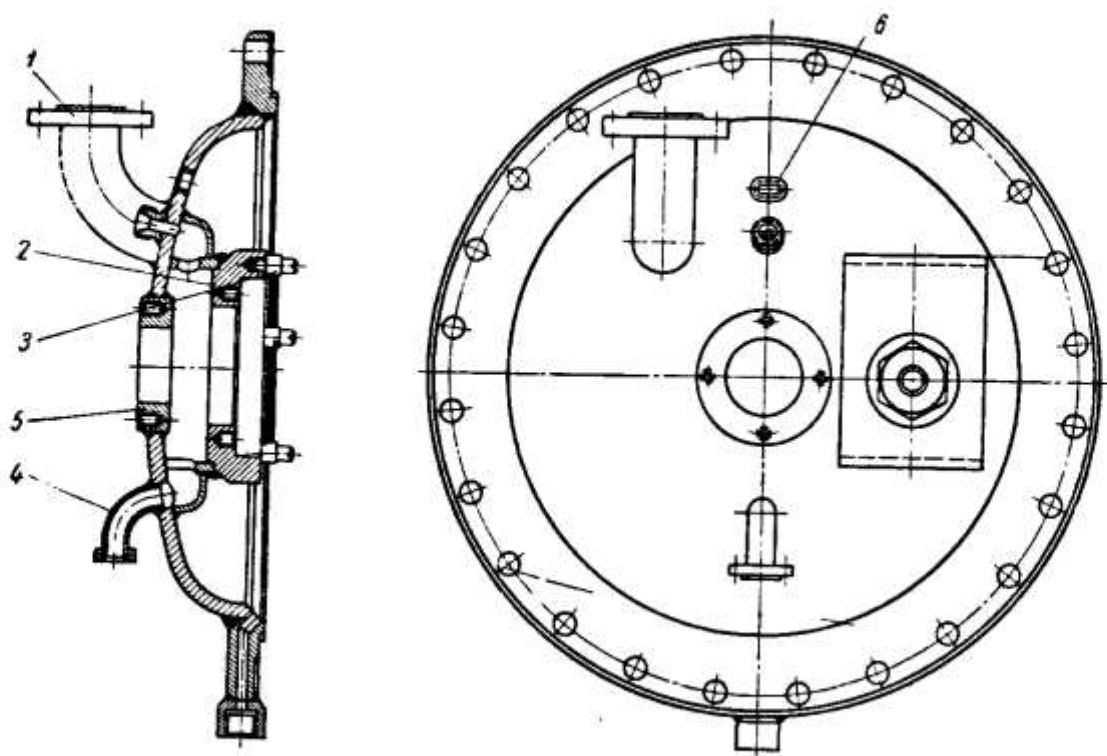
Составная конструкция цилиндра компрессора обладает рядом преимуществ. Надо помнить, что в генераторе газа типа GS-34 усилия, возникающие в буферах, воспринимаются и цилиндрами компрессора. Отверстия под впускные клапаны ослабляют цилиндр компрессора, и для равнопрочности приходится значительно усиливать перемычки, особенно если цилиндр чугуновый. Составной цилиндр позволяет отлить клапанный пояс из стали и тем самым значительно облегчить конструкцию. Крышка буфера при составном цилиндре крепится длинными шпильками к клапанному поясу.

Составной цилиндр более надежен. Возможный удар блока поршней в крышку буфера воспринимается не чугуновой частью цилиндра, а стальным клапанным поясом. И, наконец, при износе цилиндра компрессора может заменяться только чугуновая его



Фиг. 133. Клапанная доска СПГГ ЦНИИ МПС: 1 и 2 — патрубки; 3 — отверстие для рейки синхронизатора; 4 — канавки для уплотнительных колец.

часть при сохранении клапанного пояса, не являющегося рабочей поверхностью для поршня компрессора.



Фиг. 134. Крышка буфера СПГГ ЦНИИ МПС:

1 — патрубок уравнивающей трубы; 2 — стакан; 3 — медный упор; 4 — патрубок отвода охлаждающего масла; 5 — фланец крепления трубы, подводящей охлаждающее масло; 6 — отверстие.

в) Блок поршней

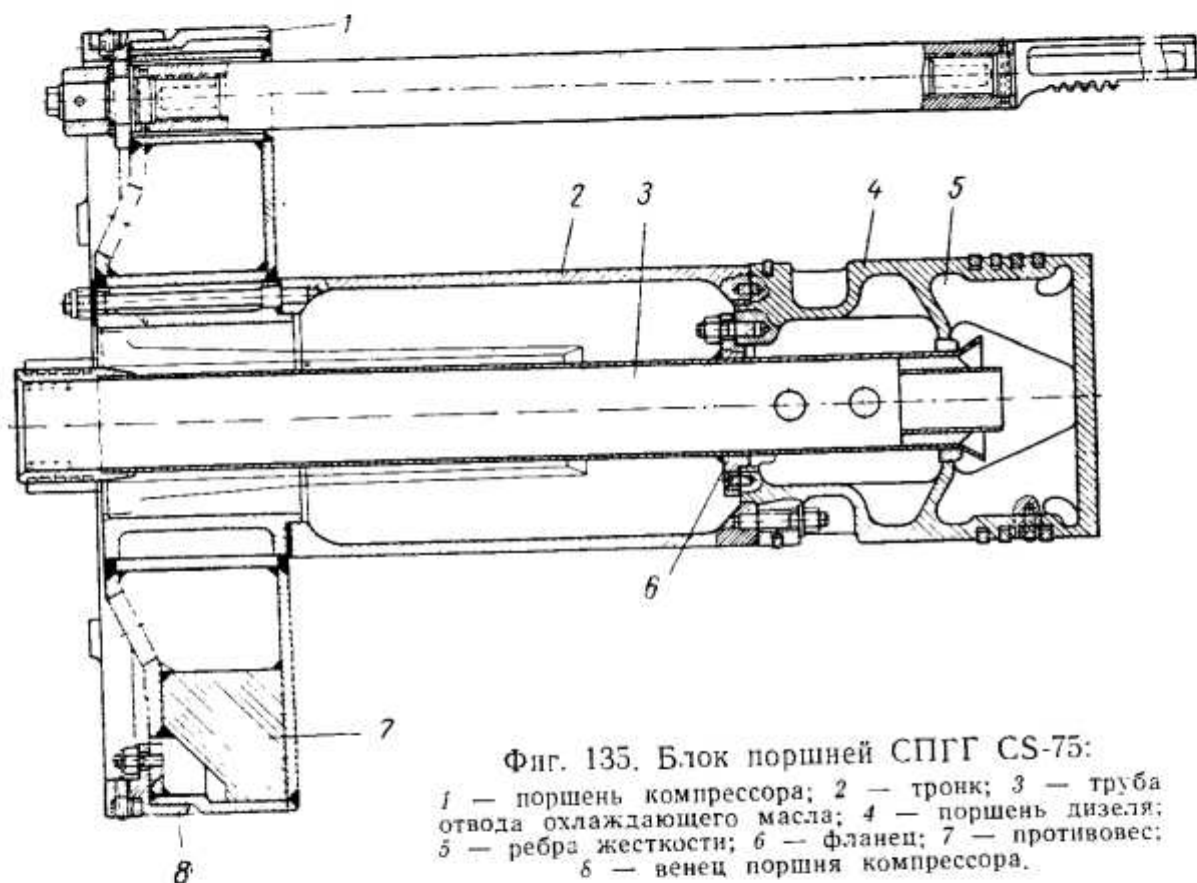
Блок поршней СПГГ GS-34 (фиг. 131) состоит из поршня 9 дизеля, тронка 13 и поршня 16 компрессора. Тронк жестко соединен удлиненными шпильками с поршнем компрессора, а с противоположной стороны — с поршнем дизеля. Головка поршня 9 дизеля и поршень 16 компрессора изготовлены из стали. На головке поршня дизеля установлены шесть компрессионных колец 10. Два кольца 5 установлены на тронке. При сведенных поршнях кольца 5 отделяют продувочные и выпускные окна от цилиндров компрессора. На поршнях компрессора имеются по два кольца 15. Головка поршня 9 дизеля тонкостенная. Юбка поршня 9 при нагревании может свободно удлиняться. На конце втулки 12 установлен уплотняющий сальник. Для того чтобы удержать от провисания головку поршня 9, запрессованы три секционных бронзовых пояска 11. Такие же пояски 14 установлены и на поршне 16 компрессора. Днища поршней 9 почти плоские.

Сила давления газов передается тронку 13 через втулку 12 в центральной части поршня 9. Передача усилий через специальную втулку, размещенную в средней части днища, позволяет более равномерно нагрузить поршень 9 и уменьшить его вес.

Поршень 9 крепится к втулке 12 фланцем 8 и скобой 7. Внутри втулки 12 вставлен стакан 6, на котором крепится устройство для отвода охлаждающего масла.

Для защиты колец поршня 9 от перегрева переход от днища к цилиндрической части выполнен с резким уменьшением толщины стенки поршня.

Для охлаждения головки поршня дизеля по центральной трубе 17 подводится масло, которое, омывая внутреннюю поверхность поршня, по каналу попадает через крышку буфера наружу. Движение масла внутри поршня обеспечивается насосом и силами инерции масла, возникающими при движении поршней.



Фиг. 135. Блок поршней СПГГ CS-75:

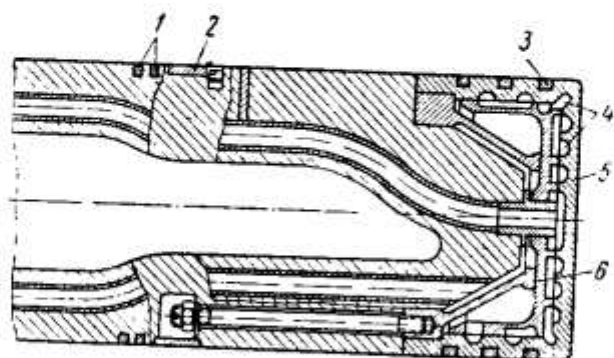
1 — поршень компрессора; 2 — тронк; 3 — труба отвода охлаждающего масла; 4 — поршень дизеля; 5 — ребра жесткости; 6 — фланец; 7 — противовес; 8 — венец поршня компрессора.

Блок поршней СПГГ CS-75 (фиг. 135) состоит из поршня 4 дизеля, тронка 2 и поршня 1 компрессора, которые жестко соединены между собой шпильками. Поршень дизеля изготовлен из специального чугуна. Наличие ребер 5 придает поршню дизеля жесткость, разгружает его цилиндрическую часть и способствует отводу тепла. На поршне дизеля расположены пять компрессионных колец, причем одно из них — вблизи соединения поршня с тронком. При сведенных блоках поршней это кольцо отделяет от цилиндра компрессора выпускные или продувочные окна. Головка поршня чугунная и поэтому на ней нет бронзовых поясков, как на поршне СПГГ GS-34. С поршнем дизеля соединена труба 3 для отвода охлаждающего масла. Фланцем 6 труба 3 крепится к головке поршня 4. Как видно из фиг. 135, конструкция головки поршня и дета-

лей телескопического устройства очень проста. Поршень 1 компрессора стальной, сварной конструкции. К поршню крепится рейка синхронизатора. С противоположной стороны поршня размещен противовес 7.

На диске поршня 1 компрессора со стороны буфера расположен чугунный венец 8, закрепленный шпильками.

Интересна конструкция блока поршней СПГГ модели ВЛН (фиг. 136). Этот генератор газа развивает 885 л. с. при диаметре



Фиг. 136. Поршень дизеля СПГГ ВЛН (модель В):

1 и 3 — компрессионные кольца; 2 — бронзовый пояс; 4 — каналы; 5 — головка поршня; 6 — вставка.

поршня дизеля 210 мм. Поршень дизеля СПГГ модели В (ВЛН) термически более напряжен по сравнению с поршнем дизеля СПГГ СС-75, так как высокая литровая мощность двигателя достигнута за счет применения высокого наддува и повышенного числа циклов. Для эффективного охлаждения поршня масло, двигаясь по каналам 4, охлаждает не только днище поршня, но и место расположения компрессионных колец. Днище поршня стальное, тонкостенное, с рядом ребер. Оребренная поверхность позволяет усилить отвод тепла, равномерно распределить силы по вставке 6 и поддерживать необходимую скорость охлаждающего масла в каналах поршня.

Надо иметь в виду, что отвод тепла с помощью масла от головки поршня дизеля ограничивается главным образом теплоемкостью масла (около 0,4 ккал/кг[°]С) и теплопроводностью (0,1 ккал/м²ч[°]С). Естественно, что при длительном контакте с горячими поверхностями охлаждающее масло начинает коксоваться, покрывает нагаром охлаждаемые поверхности поршня. В связи с этим ухудшается теплопередача и головка поршня дизеля может выйти из строя.

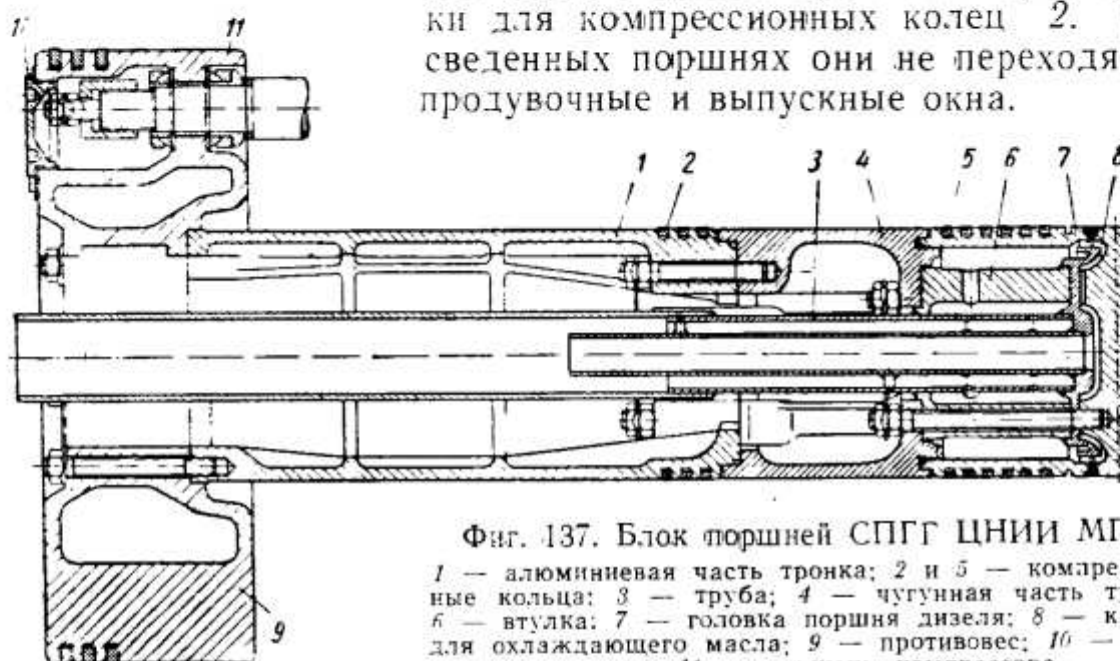
Подвод к поршням дизеля СПГГ модели В (ВЛН) масла и его отвод происходят через отверстия в рейках синхронизатора.

Канавки для компрессионных колец 3 на поршне больше, чем обычно, удалены друг от друга и ширина их больше, чем глубина. На поршне имеется бронзовый пояс 2, который служит для уменьшения трения и предохраняет поршень от провисания. Тронк и поршень компрессора отлиты заодно из алюминиевого сплава. На тронке размещены два кольца 1, которые отделяют полости компрессора от продувочных и выпускных окон при сведенных поршневых группах.

Блок поршней СПГГ ЦНИИ МПС (фиг. 137) состоит из поршня дизеля, составного тронка и поршня 11 компрессора. Головка 7

поршня дизеля сварной конструкции; днище — из нержавеющей стали, а цилиндрическая часть — из стали Ст.3. По каналам 8 между днищем поршня и втулкой 6 проходит охлаждающее масло. Поршень имеет шесть канавок для компрессионных колец 5 и одну канавку, ограничивающую поток тепла к компрессионным кольцам.

Трубка 3, по которой отводится охлаждающее масло, приварена к втулке 6. Тронк состоит из двух частей: алюминиевой 1 и чугунной 4. Между собой и с поршнями дизеля и компрессора части тронка соединяются шпильками. Чугунная часть 4 тронка обработана на конус на $\frac{2}{3}$ длины для лучшего смазывания поверхностей соприкосновения с цилиндром дизеля. Составной тронк позволяет создать для блока поршней чугунный опорный пояс. На алюминиевой части 1 тронка проточены три канавки для компрессионных колец 2. При сведенных поршнях они не переходят за продувочные и выпускные окна.



Фиг. 137. Блок поршней СПГГ ЦНИИ МПС:

1 — алюминиевая часть тронка; 2 и 5 — компрессионные кольца; 3 — труба; 4 — чугунная часть тронка; 6 — втулка; 7 — головка поршня дизеля; 8 — каналы для охлаждающего масла; 9 — противовес; 10 — пробка; 11 — поршень компрессора.

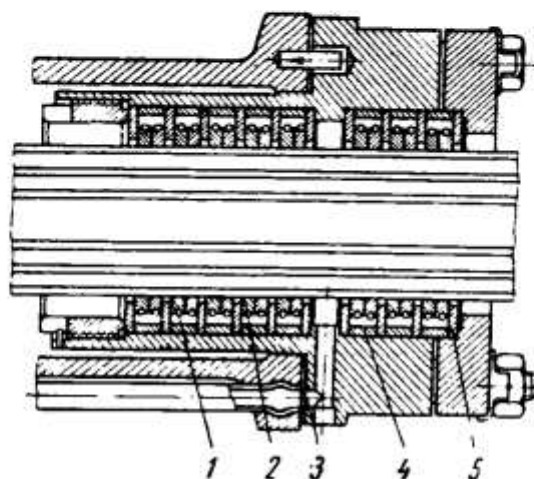
Поршень 11 компрессора отлит из чугуна. Имеющийся на нем противовес 9 уравнивает рейку. Поршень компрессора обработан эксцентрично относительно цилиндра компрессора с зазором 1 мм в верхней точке. Это сделано для того, чтобы в нижней части цилиндра поршень имел опорную поверхность. Ниша поршня, в которой закреплена рейка, закрыта герметично пробкой 10. Днище и цилиндрическая часть поршня, на которой находятся кольца, охлаждаются маслом.

Для облегчения поршня дизеля силы от давления газов передаются в средней части поршня. Цилиндрическая часть его головки с канавками для компрессионных колец при нагревании имеет возможность свободно расширяться.

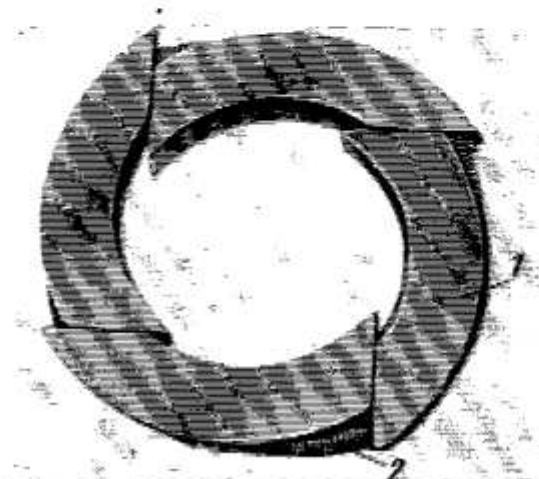
Вследствие высокого числа циклов, достигающего 1000 в минуту, требуется особое внимание к прирабатываемой поверхности колец и цилиндра дизеля. С целью ускорения приработки и создания надежного контакта колец с зеркалом цилиндра применено кольцо с завальцованным в среднюю часть бронзовым пояском и

луженой поверхностью. По мере износа бронзового пояска начинает прирабатываться основная часть кольца, выполненного из специального чугуна. При эксплуатации СПГГ ЦНИИ МПС такие кольца дали хорошие результаты, и буквально в первые же часы работы была достигнута ожидаемая компрессия в камере сгорания.

Рассмотренный блок поршней сложен, довольно тяжел и не обеспечивает герметичности масляной камеры головки поршня. В связи с этим он был модернизирован. Составной тронк заменен стальным. На тронке оставлено два кольца вместо трех и размещены два бронзовых пояска, на которые опирается блок поршней.



Фиг. 138. Сальник телескопического устройства СПГГ GS-34:
1 — пружина; 2 — кольцо; 3 — дренажная трубка; 4 — охватывающее кольцо; 5 — шайба.



Фиг. 139. Уплотнительное кольцо сальника телескопического устройства СПГГ ЦНИИ МПС:
1 — сектор; 2 — пружинный браслет.

Бронзовые пояски плотно заводятся в пазы тронка и крепятся накладками. Давление на опорные пояски составляет около $0,7 \text{ кг/см}^2$. По кольцам несущей поверхности поясков имеются скосы под углом $3\text{--}5^\circ$ для образования масляного клина.

Модернизированный блок поршней легче на 8 кг. Для уплотнения камеры головки поршня применены сальники из маслостойкой резины, которые полностью исключили утечки масла.

Следующим этапом доводки блока поршней была замена чугунного поршня компрессора стальным сварным. Это позволило уменьшить вес блока (совместно с рейкой) еще на 10 кг.

Во всех рассмотренных конструкциях блока поршней масло для охлаждения головки поршня дизеля поступает по телескопическому устройству. Для предотвращения попадания масла в полость буфера применено уплотнение.

В модели СПГГ CS-75 такое уплотнение укомплектовано из чугунных колец автомобильного типа (см. фиг. 135). В генераторе газа GS-34 сальник трубы охлаждения состоит из 16 колец (фиг. 138), изготовленных из специальной бронзы. Уплотняющее кольцо 2 состоит из трех частей, которые стягиваются пружиной 1.

Между уплотняющими кольцами размещены шайбы 5. Сальник разбит на две группы колец, зазор между которыми связан дренажной трубкой 3 с камерой слива масла. Со стороны буфера размещены три комплекта колец, а со стороны отвода масла — пять.

По схеме размещения уплотняющих колец и устройству уплотнение труб охлаждающего масла СПГГ ЦНИИ МПС напоминает уплотнение СПГГ GS-34. Однако оно состоит из семи комплектов колец: четыре — со стороны буфера, остальные — со стороны отвода масла. Уплотнительные кольца изготовлены из бронзы. Каждое кольцо состоит из четырех секторов 1 (фиг. 139), охваченных стальным пружинным браслетом 2. Уплотняющие кольца разрезаны так, что при износе они продолжают сохранять плотность и прижиматься к трубе.

Рассмотренные четыре типа блока поршней обеспечивают длительную работоспособность СПГГ без ремонта при высоком давлении наддува и сгорания. Для СПГГ мощностью свыше 450 л. с. наиболее целесообразна конструкция блока поршней СПГГ типа GS-34, а для СПГГ меньших мощностей вполне приемлем блок поршней СПГГ типа CS-75.

Проблемы, над которыми следует продолжать работать, связаны с уменьшением веса блока поршней с целью повышения числа циклов и созданием более работоспособных компрессионных колец поршня дизеля.

г) Синхронизаторы движения блоков поршней

Различная плотность закрытия клапанов и разная сила трения блоков поршней могли бы послужить причиной нарушения синхронности движения поршней. Для предотвращения этого применяют синхронизатор. Этот механизм практически нагружен только тем, что приводит в действие топливную систему, лубрикаторы и другие вспомогательные механизмы, а также случайно возникающими силами между блоками поршней.

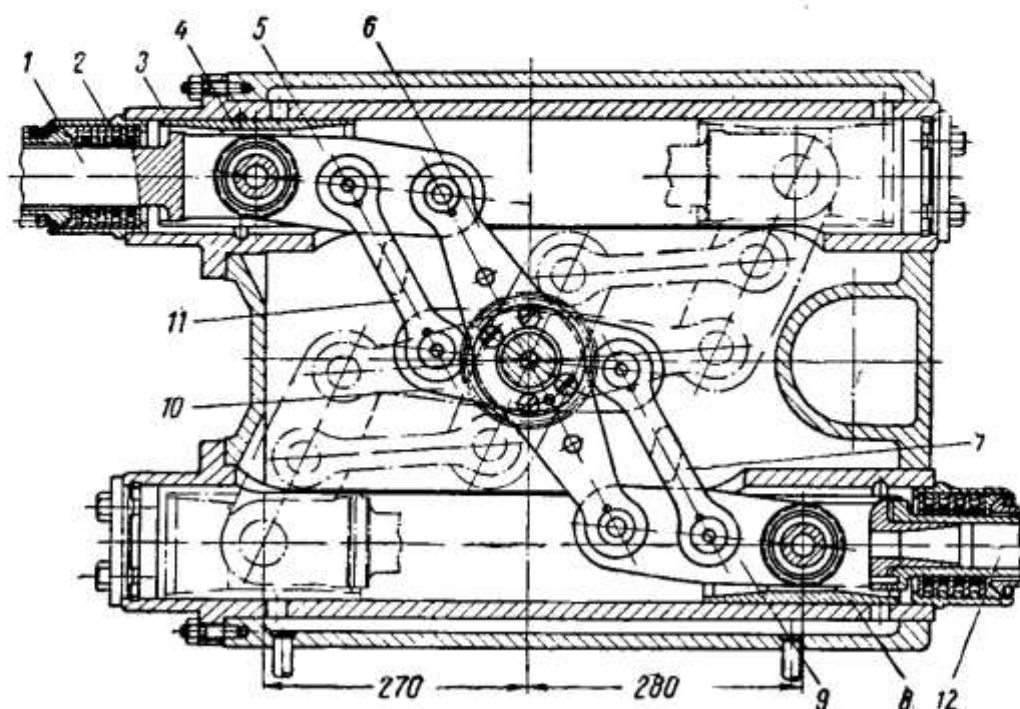
На выполненных моделях СПГГ широкое распространение получили два типа синхронизаторов — четырехзвенный (шатунно-шарнирный) и реечный. На СПГГ GS-34 применен односторонний шатунно-шарнирный синхронизатор, представляющий собой плоскозвенный параллелограмм (фиг. 140).

Большое коромысло 6 жестко связано с осью, на которой размещен эксцентрик. На эту же ось посажено малое коромысло 11. Концы коромысел шарнирно соединены с рычагами 7 и 11 и шатунами 5 и 9, которые через ползуны 4 и 8 и тяги 1 и 12 соединены с поршнями компрессоров. Тяги проходят через уплотнения 2 в клапанных досках.

В последнее время генераторы газа GS-34 выпускаются с односторонним синхронизатором. При таком синхронизаторе в поршне компрессора предусматривают противовес для того, чтобы при движении поршневых групп не возникали перекосы. Синхронизатор

занимает много места и затрудняет доступ к форсункам. В связи с этим ось рычагов смещена в стороны продувочных окон. Это смещение компенсируется длинной тягой, что связано с некоторыми неудобствами и необходимостью уравнивать синхронизаторы.

Нужно иметь в виду, что синхронизатор требует особо тщательного изготовления его узлов.



Фиг. 140. Синхронизатор СПГГ GS-34:

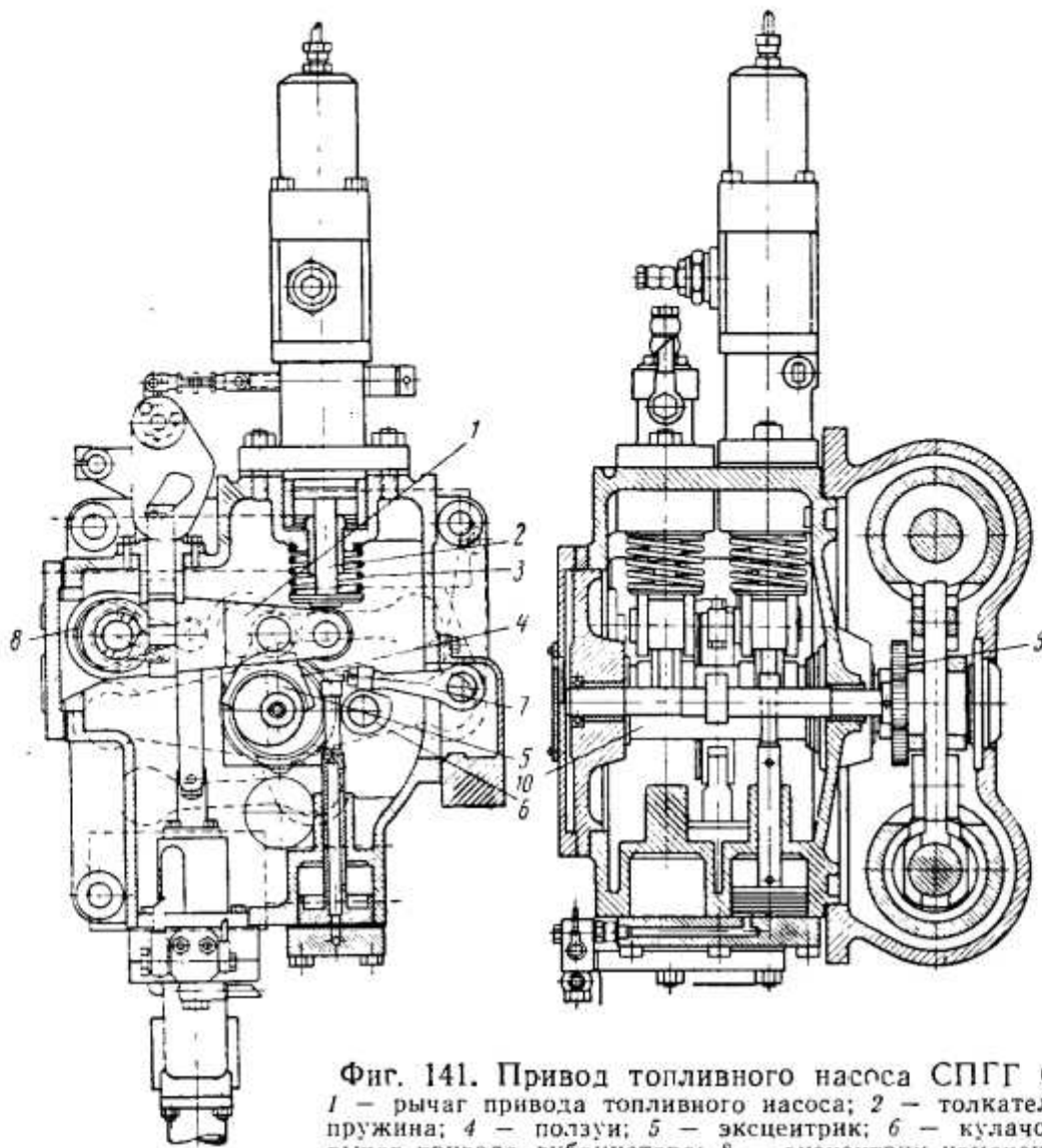
1 и 12 — тяги; 2 — уплотнение; 3 — направляющая; 4 и 8 — ползуны; 5 и 9 — шатуны; 6 — большое коромысло; 7 и 11 — рычаги; 10 — малое коромысло.

На фиг. 141 показан привод топливного насоса СПГГ GS-34. От синхронизатора приводятся в движение вал 10 и эксцентрик 5 насоса. Через зубчатую передачу 9 приводится вал с кулачком 6. В картере размещены рычаг 1 привода топливного насоса и рычаг 7 привода лубрикатора. Рычаг 1 опирается роликом на толкатель 2 насоса, другим концом насажен на эксцентрик 8, перестановкой которого осуществляется изменение опережения подачи топлива. На рычаге 1 шарнирно закреплен ползун 4, который прижимается к эксцентрику 5 пружиной 3 насоса. От кулачка 6 приводится в движение через рычаг 7 лубрикатор.

Большинство моделей СПГГ, в том числе CS-75, имеют синхронизатор реечного типа, работающий мягко, без ударов.

На фиг. 142 показан реечный синхронизатор СПГГ ЦНИИ МПС. При перемещении блоков поршней из одного крайнего положения в другое зубчатые рейки поворачивают шестерню 6. В таком синхронизаторе угол поворота распределительного вала и шестерни чаще всего бывает значительно больше 180°.

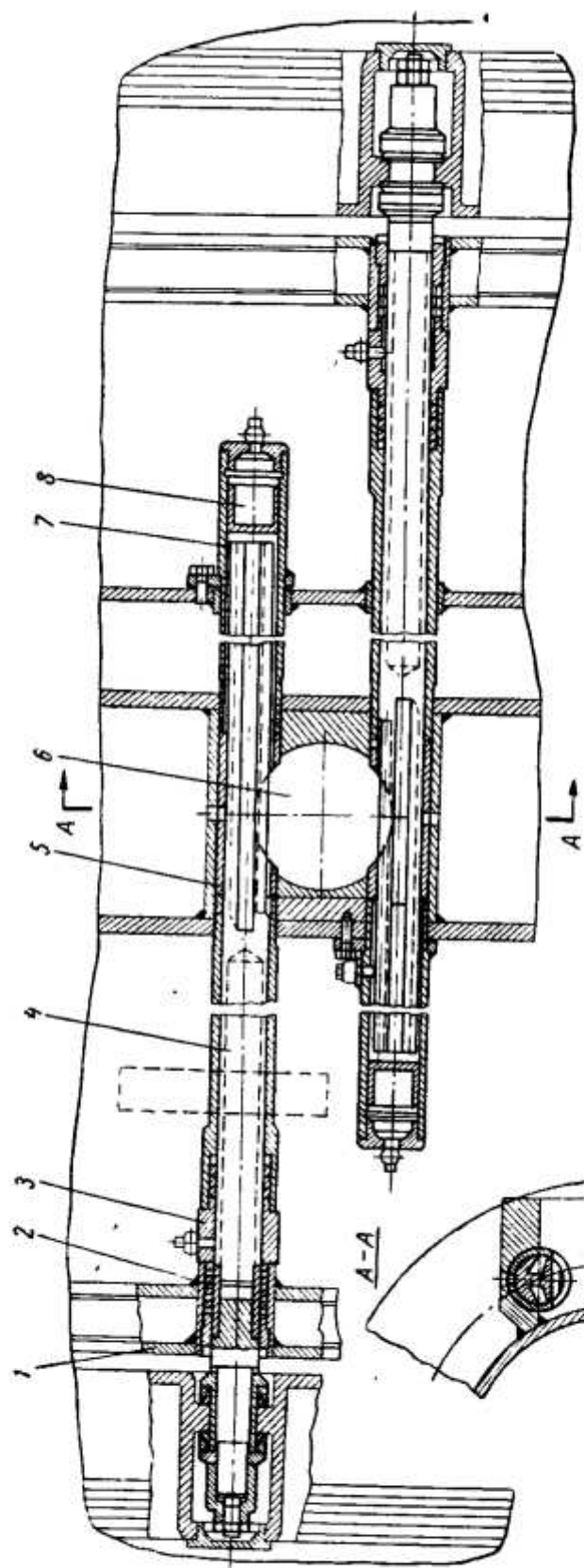
Механизм состоит из двух реек 4, входящих в зацепление с шестерней 6. Рейки крепятся непосредственно к поршням компрессора. Каждая рейка движется в двух бронзовых втулках 3 и 5 уплот-



Фиг. 141. Привод топливного насоса СПГГ GS-34: 1 — рычаг привода топливного насоса; 2 — толкатель; 3 — пружина; 4 — ползу; 5 — эксцентрик; 6 — кулачок; 7 — рычаг привода лубрикатора; 8 — эксцентрик изменения опережения впрыска; 9 — зубчатая передача; 10 — вал.

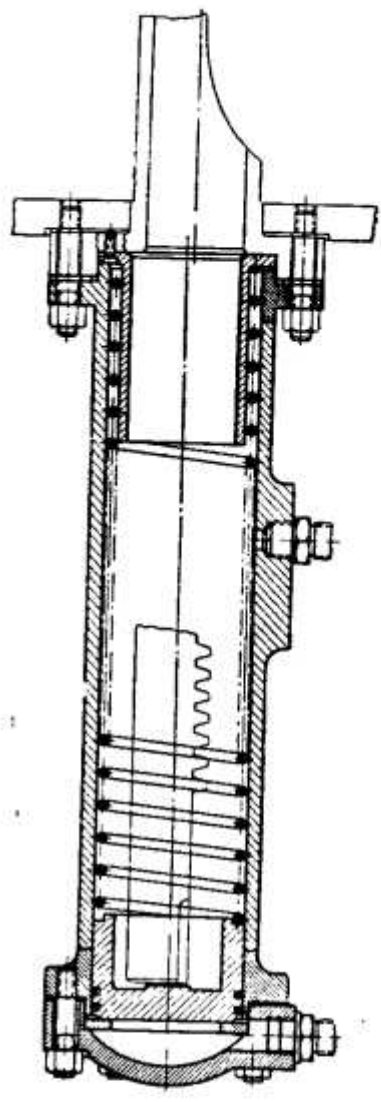
няющего сальника 2 и трубы 7, плотно соединяющейся с клапанной доской 1. К направляющим втулкам, сальнику и шестерне синхронизатора смазка поступает от лубрикатора. Трубы 7 используются для разведения блоков поршней перед пуском СПГГ. Трубы 7 надежно уплотняются, чтобы горячий воздух из ресивера не проникал к направляющим бронзовым втулкам. Внутри труб размещены стальные термически обработанные поршеньки 8. После разведения поршневых групп и пуска СПГГ поршеньки 8 не должны перемещаться. В СПГГ, работающих с высоким числом циклов, перемещение рейки создает повышенное переменное давление в трубе и поршеньки 8 смещаются с крайнего положения. В результате этого наблюдаются во время работы удары реек в поршеньки. В СПГГ CS-75 предусмотрена пружина, удерживающая поршеньки.

В СПГГ ЦНИИ МПС, так же как и в модели СПГГ CS-75, отсутствует труба, удерживающая блоки поршней от проворачивания. В данном случае роль трубы выполняет рейка. Узел крепления рейки к поршню заслуживает самого серьезного внимания при проектировании и изготовлении.

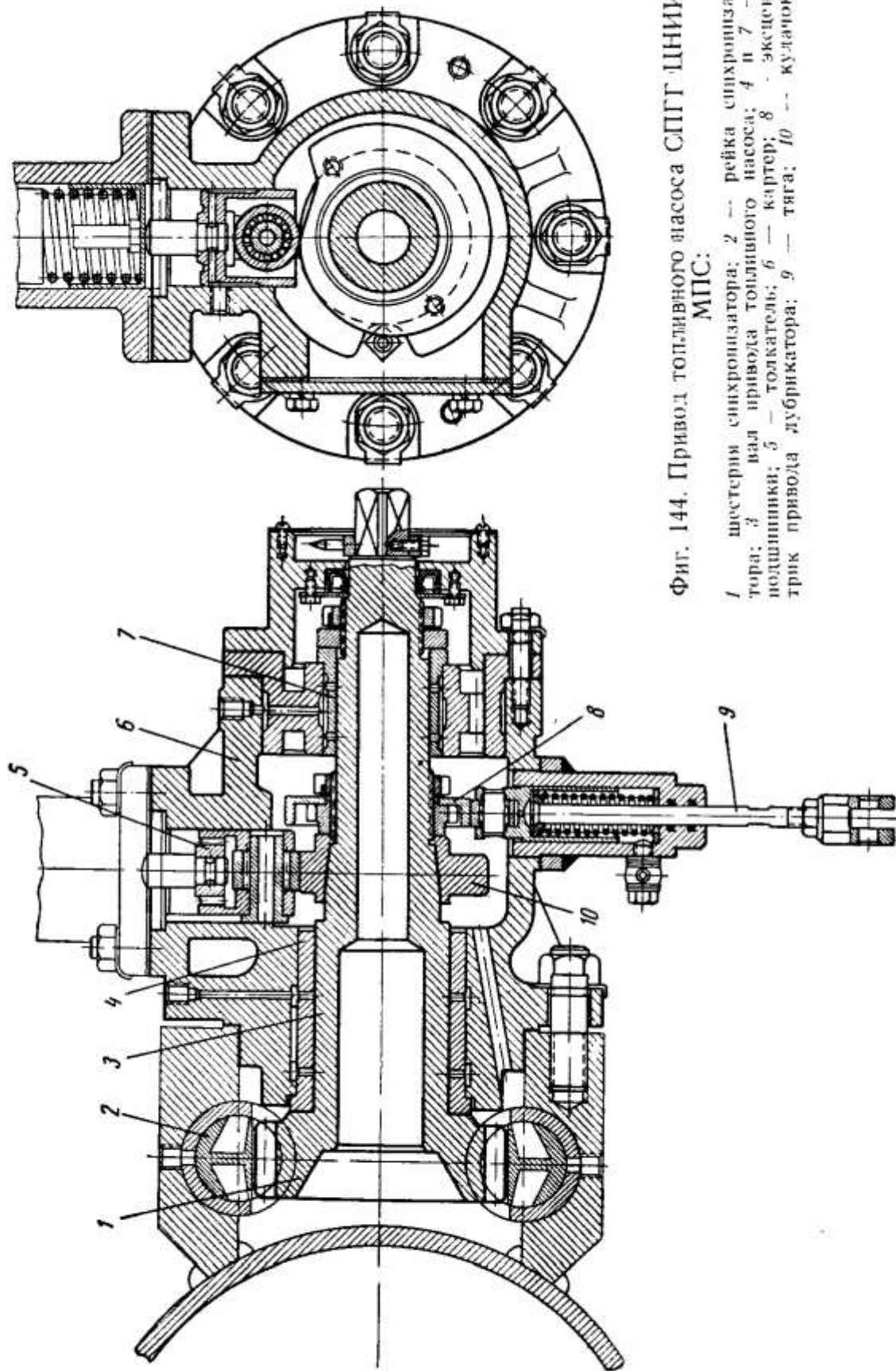


Фиг. 142. Ременный синхронизатор СПГГ:

1 — клапанная доска; 2 — сальник; 3 и 5 — бронзовые втулки; 4 — рейка; 6 — шестерня; 7 — труба; 8 — поршень.



Фиг. 143. Цилиндр для разведения поршней CS-75.

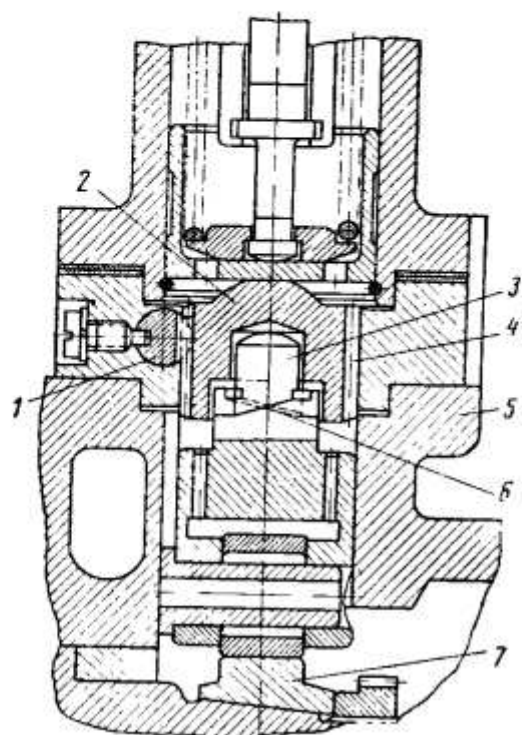


Фиг. 144. Привод топливного насоса СПГГ ЦНИИ МПС:

- 1 — шестерня синхронизатора; 2 — рейка синхронизатора; 3 — вал привода топливного насоса; 4 и 7 — подшипники; 5 — толкатель; 6 — картер; 8 — эксцентрик привода дубликатора; 9 — тяга; 10 — кулачок.

При работе СПГГ рейка стремится вращаться вокруг оси. Вследствие этого возникают силы, вызывающие обрыв хвостовика рейки. На фиг. 143 показан цилиндр для разведения поршней СПГГ CS-75.

Привод топливного насоса СПГГ ЦНИИ МПС приведен на фиг. 144. Шестерня 1 синхронизатора представляет одно целое с валом 3, размещающимся на двух подшипниках 4 и 7. На конусе вала 3 установлен кулачок 10 привода топливного насоса. Эксцентрик 8 приводит в движение тягу 9, связанную с лубрикатом. Механизм опережения подачи топлива (фиг. 145) размещен между толкателем и топливным насосом. На пальце 3 толкателя надета специальная гайка 2, зубья 4 которой



находятся в зацеплении с рейкой 1. Внутри гайка имеет скосы 6, которыми она опирается на такие же скосы толкателя. Перемещаясь, рейка 1 поворачивает гайку 2, в результате чего изменяется расстояние от верхней точки гайки 2 до кулачка 7.

Фиг. 145. Механизм опережения подачи топлива СПГГ ЦНИИ МПС:

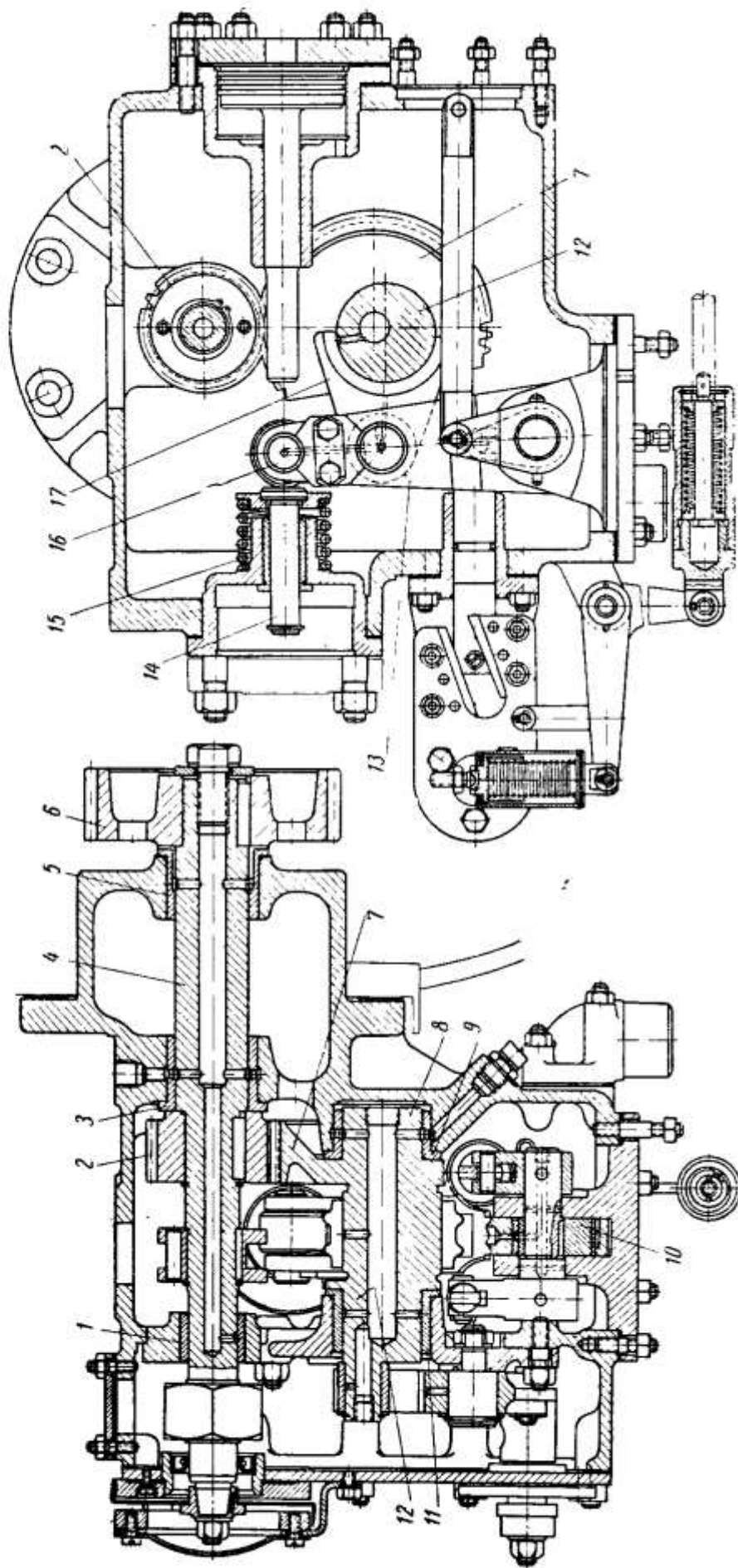
1 — рейка; 2 — специальная гайка; 3 — толкатель; 4 — зубья специальной гайки; 5 — картер привода; 6 — скосы на специальной гайке и толкателе; 7 — кулачок привода топливного насоса.

находятся в зацеплении с рейкой 1. Внутри гайка имеет скосы 6, которыми она опирается на такие же скосы толкателя. Перемещаясь, рейка 1 поворачивает гайку 2, в результате чего изменяется расстояние от верхней точки гайки 2 до кулачка 7.

Привод топливного насоса крепится на картере СПГГ. Высокое число циклов и нагрев картера от продувочного воздуха ресивера создают тяжелые условия работы подшипника 4 (см. фиг. 144). Нагрев кулачка 10 приводит к проворачиванию его на валу 3.

Смазка подшипников проточным маслом от системы охлаждения поршней создает нормальные условия работы синхронизатора и привода топливного насоса.

Устройство привода топливного насоса и схема управления подачей топлива генератора газа CS-75 (фиг. 146) мало отличаются от привода насоса СПГГ GS-34. В картере на трех подшипниках 1, 3 и 5 размещен вал 4 с укрепленной на шпонке шестерней 6. На валу 4 на шпонке насажена шестерня 2 привода вала 8 с эксцентриком 12. Вал 8 опирается на два подшипника 9 и 11. Рычаг 13 упирается роликом 16 в толкатель 14 топливного насоса. Противоположным концом он насажен на эксцентрик 10, при помощи которого регулируется опережение подачи топлива. На рычаге 13 шарнирно закреплен ползун 17, прижимающийся к эксцентрику 12 пружиной 15.



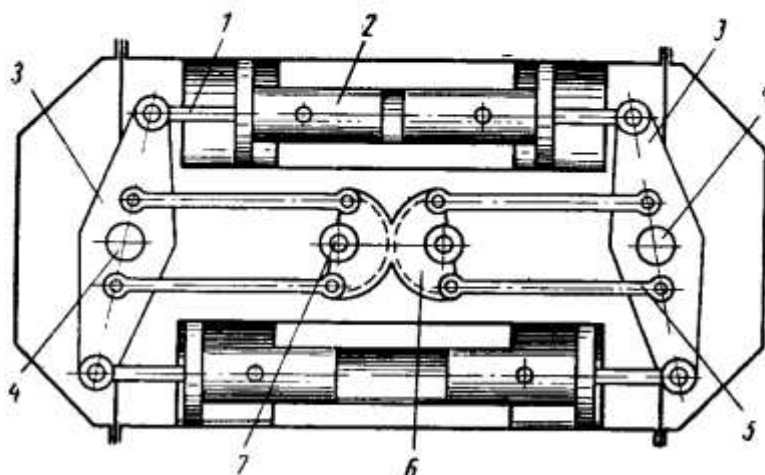
Фиг. 146. Привод топливного насоса СЛПГ СС-75:

1, 3, 5, 9, 11 — подшпильники; 2, 6, 7 — шестерни; 4, 8 — валы; 10, 12 — эксцентрики; 13 — рычаг; 14 — толкатель; 15 — пружина; 16 — ролик; 17 — полушпильник.

На фиг. 147 показана схема синхронизатора одного из вариантов сдвоенного генератора газа с внутренним расположением цилиндров компрессора.

Шатуны 1 шарнирно соединены с блоками поршней 2 и с коромыслами 3, поворачивающимися вокруг оси 4. Коромысла 3 соединены между собой тягами 5 через шестерни 6.

В рассматриваемой схеме СПГГ буферов нет, и индикаторная работа одного СПГГ балансируется работой сжатия в компрессоре.



Фиг. 147. Силовой механизм синхронизатора:

1 — шатуны; 2 — блок поршней; 3 — коромысла;
4 — ось коромысла; 5 — тяга; 6 — шестерни; 7 —
ось шестерни.

рах другого, поэтому усилия, возникающие в результате давления газа, передаются между генераторами газа через рычажную передачу. Естественно, что передача выполняет в данном случае ту же роль, что и кривошипно-шатунный механизм в обычном дизеле. Конструктивная схема такого генератора газа очень проста, но синхронизирующий механизм неизбежно получается очень громоздким, поэтому такой генератор газа может получить ограниченное применение только в установках, предназначенных для специальных целей.

Из рассмотренных наиболее распространенных синхронизаторов и приводов топливных насосов наиболее перспективным для СПГГ является реечно-шестеренчатый механизм в сочетании с эксцентриковым приводом топливного насоса. Надо иметь в виду, что реечный синхронизатор исключает надобность в использовании уравнительной трубы для удержания блоков поршней от проворачивания. Реечный механизм работает без ударов, более прост в изготовлении и имеет минимальный по размерам картер привода топливного насоса.

Для мощных СПГГ может быть применен четырехзвенный синхронизатор, способный воспринимать значительные силы, возникающие между блоками поршней.

д) Топливоподающие системы

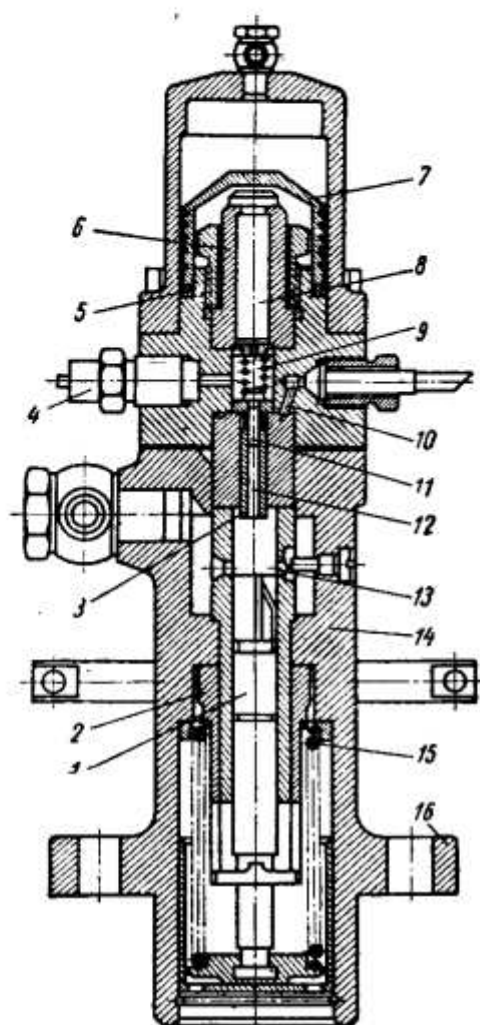
Точность работы топливоподающей системы имеет для генератора газа большое значение. Незначительное уменьшение подачи топлива на цикл может изменить ход блока поршней и привести к остановке СПГГ.

Рассмотрим устройство и работу топливоподающей системы генератора газа GS-34. На фиг. 148 показан топливный насос с аккумулятором для СПГГ GS-34. Изменение подачи топлива при постоянном ходе плунжера 1 достигается поворотом его с помощью реечно-шестеренчатого механизма. Косая кромка плунжера 1 при перемещении осуществляет на первом этапе нагнетательного хода отсечку подачи топлива. Отмеренное количество топлива после перекрытия плунжером отверстия 13 подается по каналу 12 через нагнетательный клапан 11 под плунжер 8 аккумулятора. Под давлением топлива плунжер 8 поднимается вместе с поршнем 7 аккумулятора, находящимся под давлением сжатого воздуха, которым определяется распыл топлива при впрыске в камеру сгорания. Момент соприкосновения плунжера 1 с хвостовиком клапана 3 и определяет начало впрыска топлива. В этот момент клапан 3 открывается, и плунжер 8 под действием поршня 7 аккумулятора насоса выталкивает топливо через каналы 10 к форсункам. Чтобы избежать удара шляпки плунжера 8 о втулку 6, поршень 7 при опускании садится торцом на пружинные шайбы 5 так, что между поршнем 7 и плунжером 8 остается зазор около 1 мм. После впрыска топлива плунжер 1 под действием пружины 15 опускается, совершая всасывание топлива через канал 19. Как только плунжер 1 начал опускаться, клапан 3 под действием пружины 9 отключает каналы 10, а вместе с ними и трубопровод высокого давления.

Топливный насос снабжен предохранительным клапаном 4. В случае заклинивания плунжера 8 в нижнем положении предохранительный клапан 4 под давлением топлива открывается, перепуская его во всасывающий трубопровод, и СПГГ останавливается. Изменение начала подачи топлива в этом насосе достигается изменением начала соприкосновения плунжера 1 с хвостовиком клапана 3.

На СПГГ GS-34 применяются форсунки закрытого типа (фиг. 149). Форсунка крепится в адаптере 2 накидным фланцем и шпильками. Адаптер ввертывается в центральную часть гильзы дизеля. Он охлаждается снаружи водой. В стакане 3 форсунки располагается игла 4, которая прижимается пружиной 5 через шарик к распылителю. Регулировка натяжения пружины 5 возможна с помощью винта 6. Топливо к форсунке поступает, пройдя через фильтр 10. Для удаления воздуха из топливной системы служит шариковый клапан 9. Утечки топлива возвращаются в систему через канал 8. Для наблюдения за работой форсунки имеется контрольный штифт 7. В сопловом наконечнике распылителя форсун-

ки десять отверстий диаметром 0,5 мм расположены в два ряда по пять отверстий параллельно головкам поршня. Оси отверстий образуют угол 10° с осью форсунки. Суммарное сечение всех отверстий сопла $1,96 \text{ мм}^2$; отверстия в сопле размещены в шахматном порядке.



Фиг. 148. Топливный насос с аккумулятором СПГГ GS-34:

1 — плунжер; 2 — шестерня; 3 — выпускной клапан; 4 — предохранительный клапан; 5 — пружинная шайба; 6 — втулка; 7 — поршень аккумулятора; 8 — плунжер аккумулятора; 9 — пружина нагнетательного клапана; 10 — канал; 11 — нагнетательный клапан; 12 — канал; 13 — впускное отверстие; 14 — корпус насоса; 15 — пружина; 16 — фланец корпуса насоса.

На фиг. 150 показана форсунка генератора газа GS-34 с предкамерой. Эта форсунка ничем не отличается от ранее рассмотренной. Адаптер 2 ввертывается в гильзу дизеля и уплотняется в корпусе СПГГ резиновым кольцом, прижатым фланцем 6. Внутри адаптера 2 вставлен нажимной стакан 3, которым предкамера 7 прижимается через стальное прокладное кольцо 1 к гильзе дизеля. Нажимной стакан при помощи фланца 5 крепится к адаптеру 1. Предкамера 7 и нажимной стакан 3 в верхней части уплотнены резиновыми кольцами 4. Ребра предкамеры служат для более эффективного охлаждения форсунки. Водой охлаждаются также адаптер 2, нажимной стакан 3 и предкамера.

В СПГГ всего шесть форсунок, из которых через четыре топливо подается непосредственно в камеру сгорания, через две — в предкамеры.

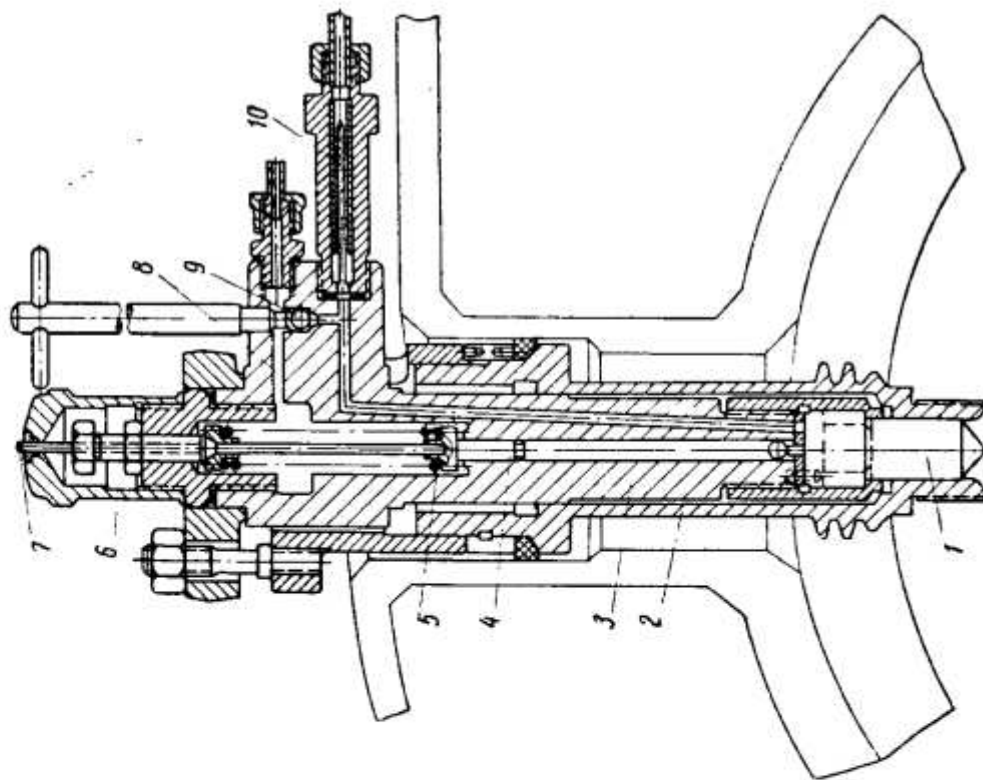
10% топлива подается в предкамеры, объем которых составляет около 10% объема камеры сгорания.

Как видно из фиг. 150, струя газа из предкамер выталкивается тангенциально, что способствует лучшему перемешиванию заряда во время горения.

В настоящее время форкамерные форсунки СПГГ GS-34 выпускаются без предкамер и общее число форсунок сокращено до трех. Естественно,

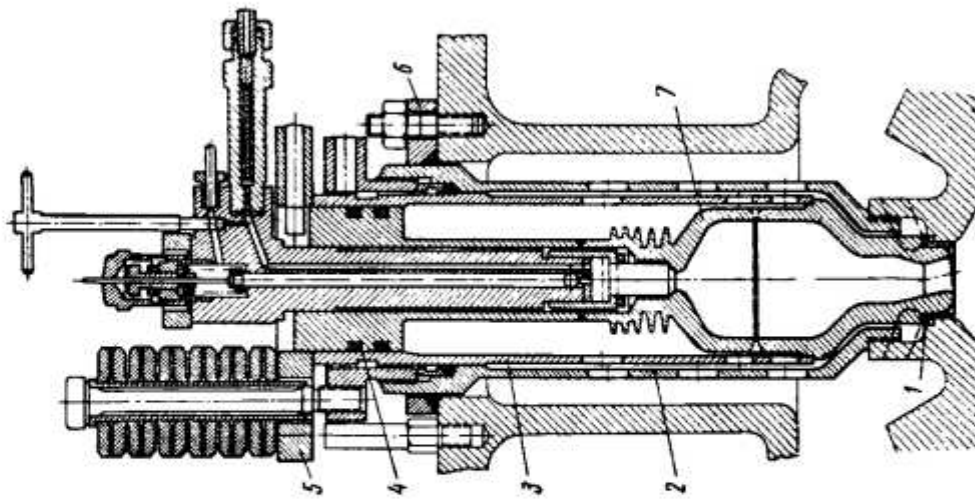
что это упрощает систему топливоподачи.

Произвольное изменение подачи топлива не в соответствии с нагрузкой приведет к остановке генератора газа либо вследствие срабатывания ограничителя хода, либо из-за недостаточного открытия продувочных окон. Поэтому в СПГГ GS-34 применен специальный регулятор подачи топлива (фиг. 151). В корпусе 2 раз-



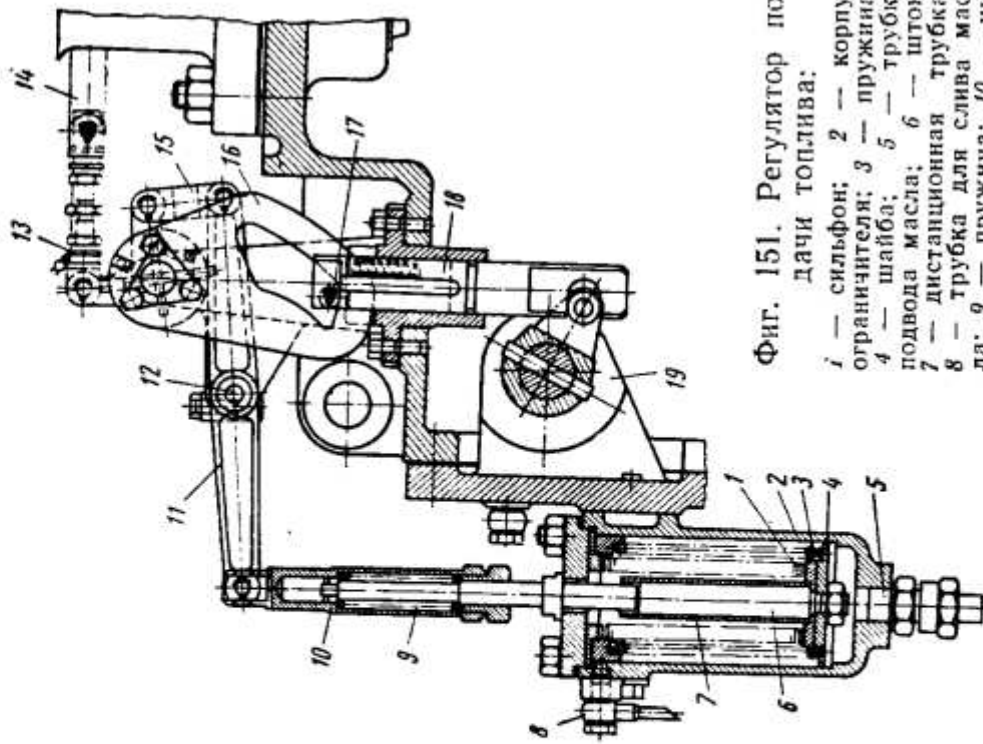
Фиг. 149. Форсунка СПГГ GS-34.

1 — конус форсунки; 2 — адантер; 3 — стакан форсунки; 4 — игла форсунки; 5 — пружина; 6 — винт; 7 — контрольный штнфт; 8 — канал для возврата угечек; 9 — шариковый клапан; 10 — фильтр.



Фиг. 150. Форсунка СПГГ GS-34 с предкамерой:

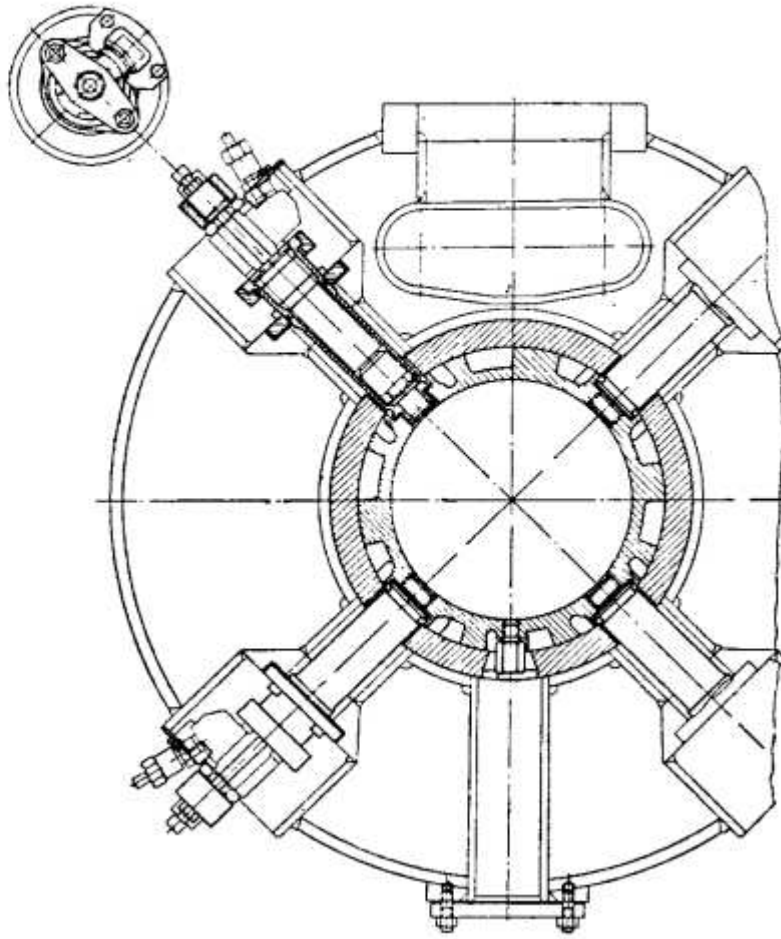
1 — стальное прокладное кольцо; 2 — адантер; 3 — нажимной стакан; 4 — резиновые уплотнительные кольца; 5 и 6 — фланцы; 7 — предкамера.



Фиг. 151. Регулятор по-
дачи топлива:

1 — сильфон; 2 — корпус
ограничителя; 3 — пружина;
4 — шайба; 5 — трубка
подвода масла; 6 — шток;
7 — дистанционная трубка;
8 — трубка для слива мас-
ла; 9 — пружина; 10 — ци-
линдрический корпус;
11 — эксцентрик; 12 — муф-
та; 13 — поволока; 14 — муф-
та; 15 — поволока; 16 — муф-
та; 17 — ролик ограничителя; 18 — штанга; 19 — кри-
вошип.

14 — рейка топливного на-
соса; 15 — поволока; 16 — муф-
та; 17 — ролик ограничителя; 18 — штанга; 19 — кри-
вошип.



Фиг. 152. Установка форсунок на СПГГ СС-75.

мешены сальфон 1 и пружина 3, опирающаяся на шайбу 4, закрепленную на штоке 6. На шток 6 насажена дистанционная трубка 7. Регулирующее масло от сервомотора управления подачей топлива подводится в корпус 2 через трубку 5. На одном конце коромысла 11 закреплен цилиндр 10, в котором размещены пружина 9 и наружная часть штока 6, а на другом — поводок 15, приводящий в движение кулачок минимальной и максимальной 16 подачи топлива и рейку насоса 14. Кулачок 16 через ролик ограничителя 17 и штангу 18 соединен с кривошипом 19, положение которого зависит от давления в ресивере или газосборнике.

Достаточно включить сервомотор, как давление масла на шайбу 4 переместит шток 6 и сожмет пружину 9. Коромысло повернет кулачок 16 и переместит рейку 14 насоса на величину, определяемую роликом ограничителя 17. В этом случае подача топлива будет соответствовать работе генератора газа на минимальной нагрузке. По мере повышения давления в ресивере ролик-ограничитель 17 будет смещаться, позволяя перемещаться рейке 14 насоса в сторону увеличения подачи топлива.

Топливоподающая система генератора газа CS-75 мало отличается от СПГГ GS-34. Топливный насос СПГГ CS-75 приводится в действие от эксцентрика.

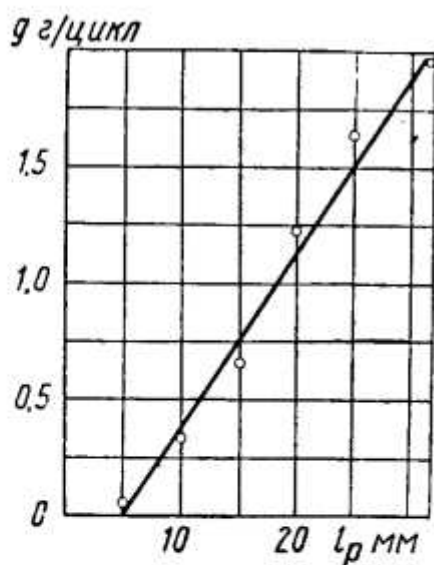
В средней части генератора размещены четыре форсунки закрытого типа, закрепленные в адаптерах (фиг. 152). Адаптеры охлаждаются водой.

В топливной системе моделей А и В (ВЛН) СПГГ применены топливный насос с независимым приводом и две форсунки закрытого типа.

Основные размеры топливного насоса СПГГ ЦНИИ МПС

Диаметр поршня аккумулятора в мм	108,0
Диаметр плунжера аккумулятора в мм	25
Диаметр дозирующего плунжера в мм	17
Полный ход дозирующего плунжера в мм	17
Рабочий ход дозирующего плунжера на номинальной нагрузке в мм	14
Отношение площади поршня аккумулятора к площади его плунжера	18,75

Испытания топливного насоса СПГГ ЦНИИ МПС, проведенные на стенде при 975 цикл/мин, давлении подкачивания топлива 4 кг/см² и давлении воздуха в аккумуляторе 15 кг/см², подтвердили расчетную зависимость производительности насоса на цикл от положения рейки (фиг. 153). На фиг. 154 показано устройство топливного насоса, разработанного заводом «Русский дизель» для СПГГ ЦНИИ МПС. Дозирующий плунжер 2, поднимаясь вместе со стаканом 1 от кулачка, укрепленного на валике синхронизатора, подает топливо и перемещает плунжер 4 аккумулятора. Изменение подачи топлива осуществляется поворотом плунжера 2 при

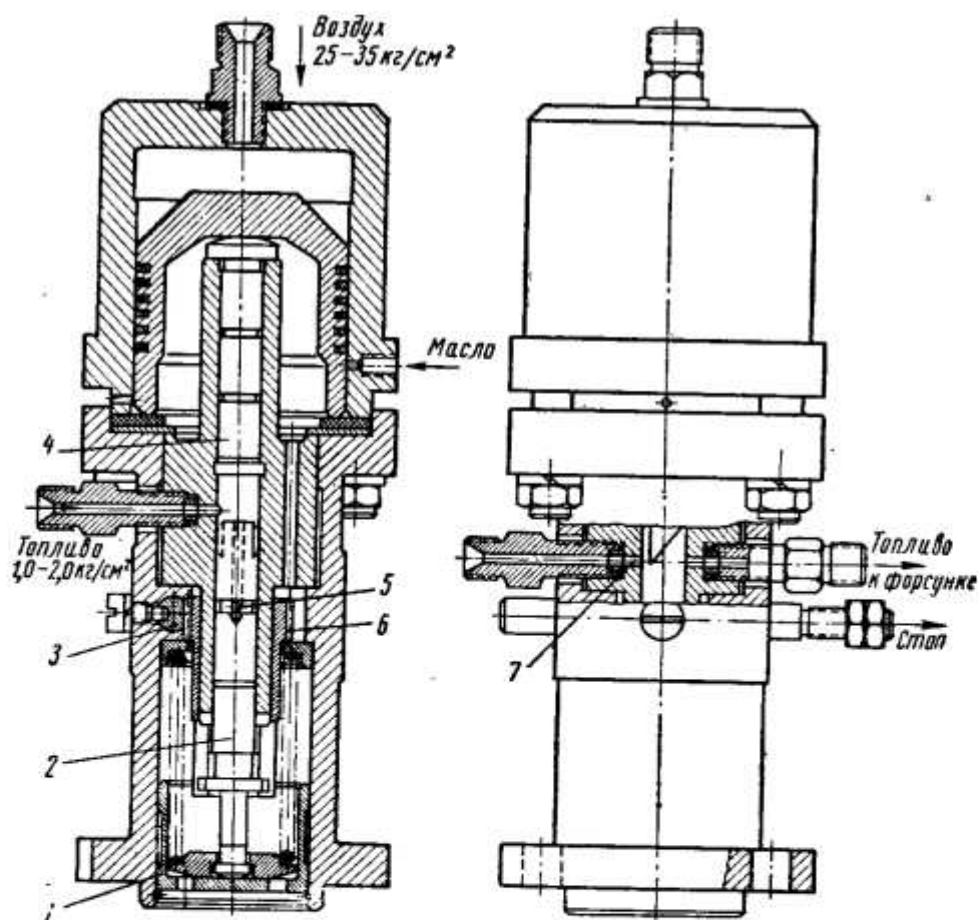


Фиг. 153. Изменение подачи топливным насосом СПГГ ЦНИИ МПС в зависимости от положения рейки насоса.

помощи зубчатой рейки 3, соединенной с шестерней 6. В момент, когда кольцевая проточка 5 дозирующего плунжера 2 откроет канал 7, пространство под плунжером аккумулятора соединится через трубопровод высокого давления с форсунками. Поршень аккумулятора под давлением сжатого воздуха резко опустит плунжер 4 и произведет впрыск топлива.

Изменение опережения подачи топлива осуществляется механизмом, показанным на фиг. 145. На СПГГ ЦНИИ МПС установлены две форсунки закрытого типа (фиг. 155). В работе форсунки СПГГ часто наблюдались зависание иглы 1 и подтекание топлива. Установка иглы кольцевой конструкции значительно улучшила работу форсунки. В сопловом наконечнике форсунки размещены в два ряда в шахматном порядке девять отверстий диаметром 0,45 мм параллельно днищу поршней.

ряды в шахматном порядке девять отверстий диаметром 0,45 мм параллельно днищу поршней.



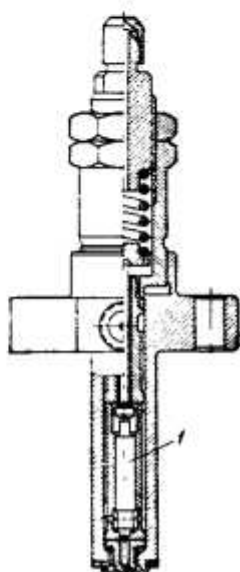
Фиг. 154. Топливный насос СПГГ ЦНИИ МПС:

1 — стакан; 2 — дозирующий плунжер; 3 — зубчатая рейка; 4 — плунжер аккумулятора; 5 — кольцевая проточка; 6 — шестерня; 7 — канал, ведущий к форсункам.

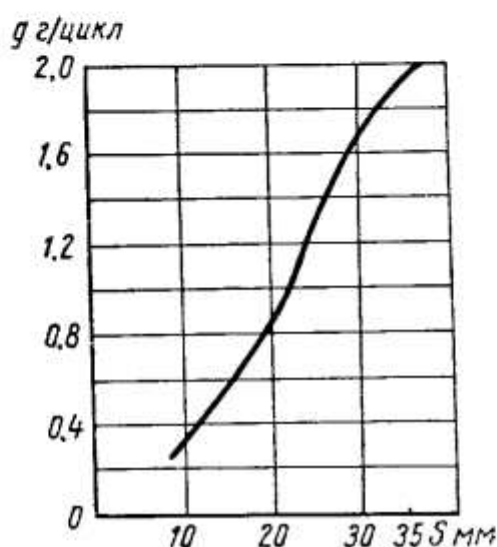
**Основные размеры топливного насоса завода
«Русский дизель»**

Диаметр дозирующего плунжера в мм	17	Ход дозирующего плунжера в мм	17
Диаметр плунжера аккумулятора в мм	17	Ход плунжера аккумулятора в мм	13
Диаметр поршня аккумулятора в мм	82	Соотношение площадей поршня и плунжера аккумулятора . . .	23,2
		Подача топлива в г/цикл	2

Испытания этого насоса на стенде проводились при давлении воздуха в аккумуляторе $17,5 \text{ кг/см}^2$, давлении подкачивания топлива 2 кг/см^2 и 850 цикл/мин . Полученная зависимость производительности насоса от положения его рейки приведена на фиг. 156.



Фиг. 155. Поперечный разрез форсунки СПГГ ЦНИИ МПС.

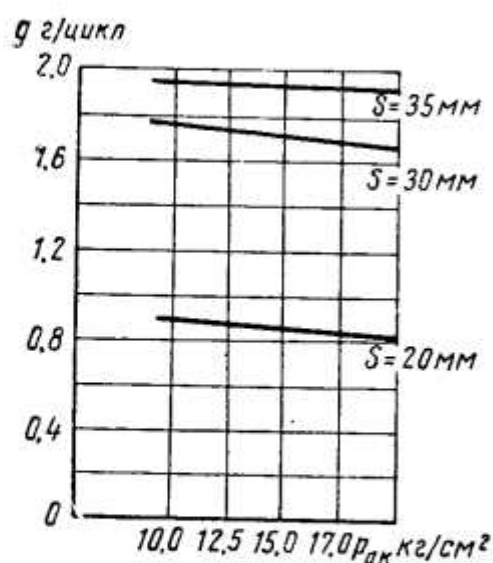


Фиг. 156. Зависимость производительности аккумулятора впрыскивающей системы от положения рейки насоса.

Выяснено влияние давления воздуха в аккумуляторе на подачу топлива при различных положениях рейки насоса (фиг. 157). При этом максимальное давление топлива, создаваемое перед форсункой, 450 кг/см^2 при диаметре трубопровода 3 мм, длине 1000 мм и предварительной затяжке пружин форсунок на давление 215 кг/см^2 (испытание проведено инж. Л. А. Исаевым). Главный недостаток этого насоса заключается в том, что при изменении опережения меняется производительность насоса. Поэтому при такой системе насоса предварительно нужно определить зависимость величины оптимального опережения от нагрузки СПГГ и соответствующим образом выполнить кромку, регулиющую начало подачи топлива плунжером.

Значительный практический интерес представляет топливный насос с газовым приводом [5]. Отличительная его особенность состоит в том, что дозирующий плунжер насоса не имеет кинематической связи с синхронизатором СПГГ. Он подает топливо под

действием давления сжатия воздуха в цилиндре дизеля. Применение такого насоса на СПГГ значительно упрощает привод к нему, позволяет сократить время впрыска, улучшить распределение топлива в объеме камеры сгорания, приближает протекание процесса к факельному сгоранию, позволяет менять опережение подачи топлива в широком диапазоне и повышать давление в конце подачи.

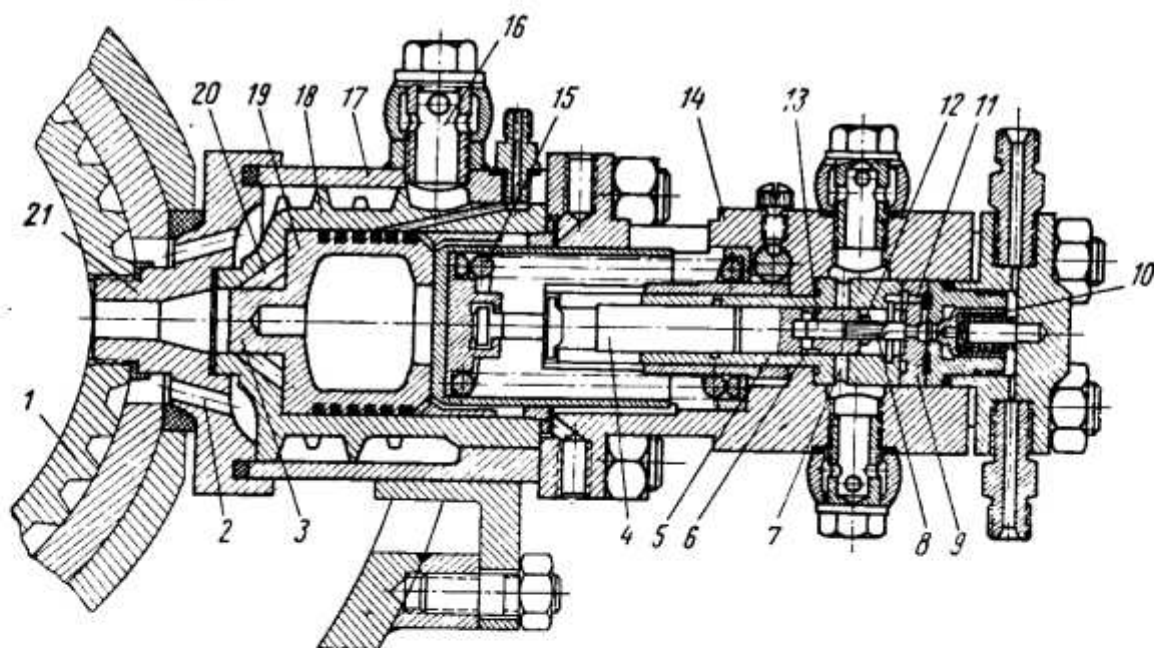


Фиг. 157. Зависимость производительности аккумулятора впрыскивающей системы от давления воздуха на поршень насоса.

Опыт применения топливных насосов с газовым приводом на быстроходных двухтактных дизелях отсутствует.

Топливный насос с газовым приводом для СПГГ ЦНИИ МПС показан на фиг. 158. Его основные размеры такие же, как и ранее рассмотренного насоса.

Насос с газовым приводом в отличие от других насосов устанавливается горизонтально. Топливный насос с га-



Фиг. 158. Топливный насос с газовым приводом СПГГ ЦНИИ МПС:
 1 — гильза цилиндра дизеля; 2 — каналы для охлаждающей воды; 3 — выступ поршня; 4 — дозирующий плунжер; 5 — втулка; 6 — выточка; 7 — канал для отвода топлива; 8 — палец со шлицами; 9 — крышка; 10 — нагнетательный клапан; 11 — канал; 12 — впускное окно; 13 — канал; 14 — корпус топливного насоса; 15 — пружина; 16 — штуцер; 17 — рубашка охлаждения; 18 — цилиндр газового привода; 19 — поршень газового привода; 20 — каналы; 21 — штуцер.

зовым приводом представляет собой корпус 14, внутри которого укреплен втулка 5 плунжера. К корпусу топливного насоса присоединен цилиндр 18 газового привода, внутри которого располо-

жен поршень 19, находящийся под нагрузкой пружины 15 и давлением в цилиндре дизеля. Выступ 3 поршня перекрывает каналы 20. Цилиндр 18 охвачен рубашкой 17, в которой циркулирует охлаждающая вода, поступающая по каналам 2 и выходящая из рубашки через штуцер 16. В гильзу цилиндра дизеля ввернут штуцер 21 с фланцем, к которому крепится на четырех шпильках топливный насос. Дозирующий плунжер 4 каналом 13 связан с выточкой 6, косая кромка которой осуществляет отсечку топлива. Топливо, поступающее по каналу 11, поднимая нагнетательный клапан 10, сообщает полость под плунжером 4 с форсунками. Изменение подачи топлива достигается поворотом плунжера 4 при помощи рейки и шестерни, установленной на втулке 5.

При движении отмеривающего плунжера под действием пружины 15 топливо через отверстия 12 заполняет пространство между плунжером 4 и крышкой 9, а также канал 13 и выточку 6 в дозирующем плунжере. При сближении блоков поршней воздух, сжимаемый внутри цилиндра, перемещает поршень 19, сжимая пружину 15 и вместе с ней перемещая дозирующий плунжер 4 до перекрытия впускного окна 12. При движении плунжера 4 топливо из надплунжерного пространства перетекает через окно 12 обратно в кольцевую выточку в корпусе насоса, пока косая кромка выточки 6 плунжера 4 не закроет окно 12. После этого по мере увеличения давления над поршнем 19 растет давление между насосом и форсунками. При определенном положении блоков поршней (что определяется затяжкой пружин форсунок) топливо, сжимаемое плунжером 4, открывает нагнетательный клапан 10, и происходит впрыск. С увеличением давления в цилиндре дизеля повышается давление впрыска топлива. При перемещении плунжера 4 палец 8 со шлицами заходит в канал 13, благодаря чему при крайнем положении плунжера создается гидравлическая подушка, исключая удар плунжера о крышку 9. После открытия выпускных окон давление в цилиндре дизеля падает, и пружина 15 возвращает топливный насос в исходное положение. Во избежание удара поршня 19 в торец газового цилиндра перекрываются выступом 3 каналы 2 и образуется воздушная подушка.

Применение топливного насоса с газовым приводом на СПГГ связано с рядом трудностей. Как показывают исследования, в насосе с газовым приводом для быстроходных дизелей отношение площади газового поршня к площади дозирующего плунжера должно быть не меньше 16. Диаметр газового поршня при этом достигает больших значений. Для устойчивой работы топливного насоса газовый привод необходимо охлаждать, что связано с усложнениями конструкции насоса. Значительные размеры газового поршня и высокое давление наддува дизеля обуславливают размеры и силу сжатия пружины в нескольких раз большие, чем в обычном насосе.

Рассматриваемый топливный насос, предварительно опробованный на обычном дизеле с целью выяснить возможность его работы

при 850 *цикл/мин*, успешно обеспечил кратковременную работу генератора газа. СПГГ надежно пускался и работал достаточно мягко. Однако поршень 19 насоса быстро прогорал.

Основные параметры насоса с газовым приводом

Диаметр дозирующего плунжера в <i>мм</i>	17
Диаметр газового поршня в <i>мм</i>	67,5
Скорость плунжера средняя в <i>м/сек</i>	2,5
Число циклов СПГГ в минуту	920

Все рассмотренные топливоподающие системы можно разделить на три типа: с аккумулятором, газовым приводом и с индивидуальным приводом. Последние два типа весьма перспективны для генераторов газа, поскольку они исключают необходимость связывать привод топливного насоса с синхронизатором.

В настоящее время почти на всех СПГГ устанавливаются насосы с аккумулятором и форсунки закрытого типа. Такие форсунки исключают подтекание топлива в конце впрыска, свойственное форсункам открытого типа.

е) Автоматические клапаны

Экономичность и надежность работы генератора газа во многом зависит от гидравлического сопротивления и долговечности клапанов компрессоров. Конструкция и качество изготовления клапана в значительной степени влияют на производительность компрессора. Клапаны работают при высоких температурах и средних скоростях блоков поршней.

Клапаны должны быть герметичны. При невыполнении этого требования понижается к. п. д. СПГГ, перегреваются клапаны и возможна перегрузка синхронизатора. Клапаны в работе должны легко и своевременно и без ударов открывать и закрывать доступ воздуха в цилиндр компрессора, так как от этого зависит величина потери давления в клапанах. Нечеткость работы клапанов приводит к ухудшению наполнения цилиндра воздухом. Ввиду того что средняя скорость поршня генератора газа значительно больше, чем в обычных компрессорах, в клапанах, применяемых для СПГГ, стремятся обеспечить потоку воздуха наилучшие аэродинамические условия.

В построенных моделях СПГГ получили применение три типа автоматических клапанов: прямоточные пластинчатые, полосовые пружинящие и кольцевые пластинчатые.

Прямоточный клапан построен так, что направление движения воздуха через него не имеет резких изменений, что значительно снижает гидравлические потери. Кроме того, эти клапаны обеспечивают большие проходные сечения. Прямоточные клапаны обладают также высокой частотой собственных колебаний, что особенно важно для СПГГ, работающих с высоким числом циклов. Вследствие меньших гидравлических потерь температура воздуха в прямоточных нагнетательных клапанах по сравнению с кольцевыми пластинчатыми меньше почти на 55 °С. Это позволяет соответствен-

но повысить давление наддува СПГГ и литровую мощность его дизеля.

Прямоточный клапан работает достаточно «мягко». Это достигается применением пластин клапана значительной ширины (пластины шириной менее 35 мм применять не рекомендуется). В этом случае мертвое пространство компрессора будет больше, чем, например, при пластинчатом кольцевом клапане. Увеличение мертвого пространства крайне нежелательно для генератора газа, особенно с внутренним расположением цилиндров компрессора. В СПГГ мертвое пространство компрессора достигает 10% и более, чтобы избежать при пуске, а также и при работе СПГГ возможных ударов блоков поршней о клапанные доски. Увеличение мертвого пространства приводит к уменьшению объемного коэффициента наполнения компрессора. Поэтому, чтобы подача воздуха на цикл от этого не уменьшалась, приходится увеличивать диаметр поршня компрессора. Вредное влияние большого мертвого пространства компрессора особенно ощутимо при высоком давлении наддува.

В компрессорах с кольцевыми пластинчатыми и полосовыми пружинящими клапанами мертвое пространство значительно меньше, но компрессор работает с пониженным индикаторным к. п. д. Существенным недостатком кольцевых клапанов является значительный вес кольцевых пластин и их пружин, создающих дополнительное сопротивление воздушному потоку. Интересно отметить, что применение для СПГГ впускных и выпускных прямоточных клапанов взамен кольцевых пластинчатых клапанов при одинаковом числе циклов позволяет улучшить индикаторный к. п. д. на 35%, при этом относительная величина мертвого пространства компрессора возрастает примерно на 35—40%.

Чтобы поднять условную литровую мощность СПГГ, не увеличивая размеров его цилиндров, и сохранить приемлемым индикаторный к. п. д. компрессора, применяют впускные клапаны прямоточные, а выпускные — кольцевые пластинчатые. Объясняется это тем, что мертвое пространство компрессора с прямоточными впускными клапанами примерно на 30% больше, чем с прямоточными выпускными.

На быстроходных СПГГ для обеспечения высокого адиабатного к. п. д. компрессора нагнетательных клапанов устанавливают больше, чем впускных.

Увеличение проходного сечения нагнетательных клапанов способствует увеличению их долговечности благодаря ослаблению ударов при открытии и закрытии пластин клапана.

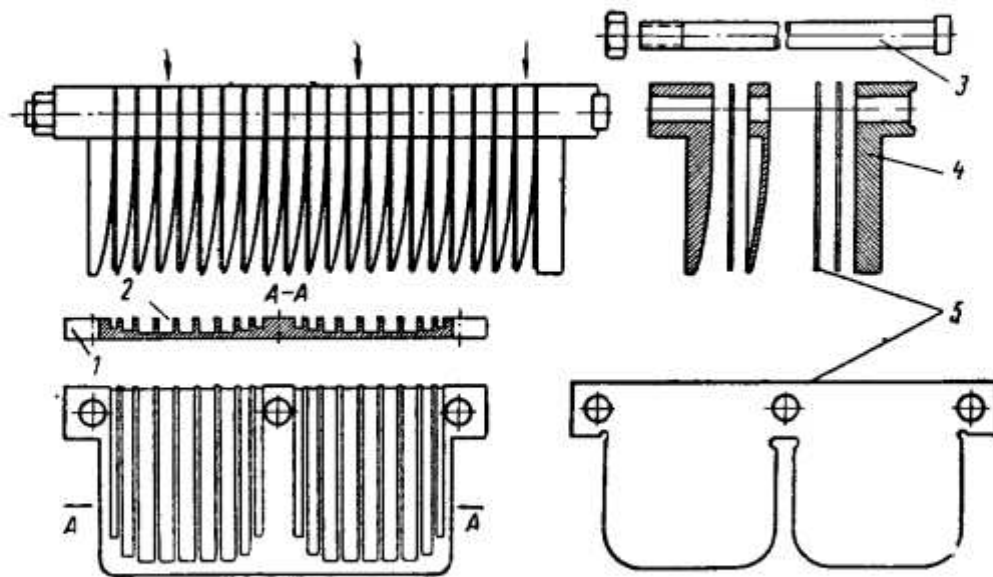
Рассмотрим некоторые конструкции клапанов, работающих на различных моделях СПГГ.

В первых опытных генераторах газа СПГГ GS-34 впускные клапаны мало отличались от нагнетательных (фиг. 159).

Адиабатный к. п. д. СПГГ при работе с такими клапанами не превышал 38%. В дальнейшем к. п. д. СПГГ был увеличен путем снижения гидравлического сопротивления клапанов компрессора.

Наряду с этим возросла производительность СПГГ, а температура генерируемого газа уменьшилась с 510 °С до 465 °С.

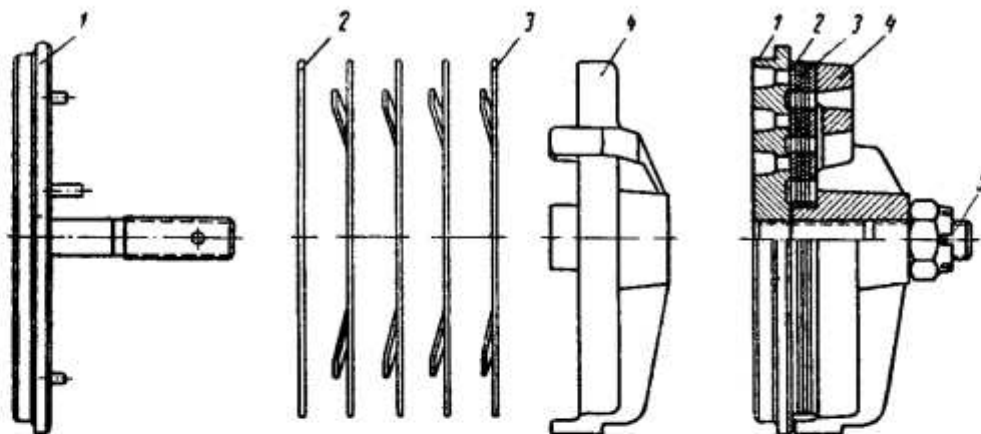
Впускной клапан состоит из пластин 5 и седел 1. По концам клапана размещены обоймы 4. Комплект деталей клапана стягивается тремя болтами 3. В седле 1 имеются продольные каналы 2,



Фиг. 159. Впускной клапан СПГГ GS-34.

1 — седло; 2 — продольные каналы; 3 — болт; 4 — обойма; 5 — пластины.

предназначенные для плавного изменения направления воздушного потока. При всасывании в цилиндр воздух отжимает пластины 5 прямооточного клапана. При обратном движении поршней движение



Фиг. 160. Нагнетательный клапан СПГГ GS-34:

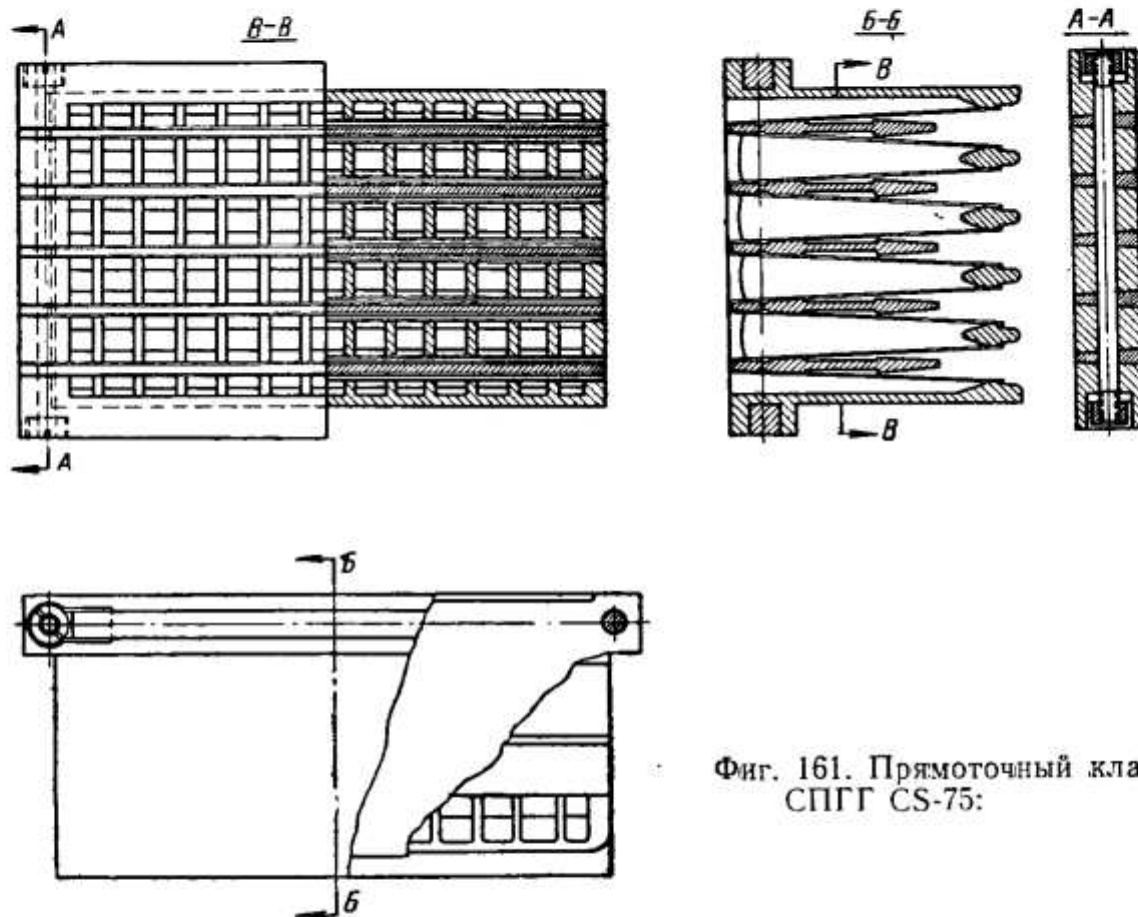
1 — седло; 2 — пластины; 3 — пружины; 4 — обойма; 5 — шпилька.

воздуха в направлении компрессора прекращается, и язычки пластины 5 автоматически прижимаются к ребрам седла клапана.

Нагнетательный клапан СПГГ GS-34 (фиг. 160) состоит из седла 1, круглой кольцевой пластины 2, пружин 3 и обоймы клапана 4. Детали нагнетательного клапана соединяются шпилькой 5.

Подъем пластины 2 нагнетательного клапана происходит под давлением сжимаемого воздуха в компрессоре. Воздух поступает через кольцевые каналы седла 6, огибает три кольцевые части пластины 2 и через обойму направляется в продувочный ресивер. Подъем пластины клапана 2,2 мм. Пропускное сечение клапана 29 см². На каждой клапанной доске установлено по 25 нагнетательных клапанов.

На фиг. 161 показан прямоточный клапан СПГГ CS-75. Впускные и выпускные клапаны конструктивно мало отличаются. При-



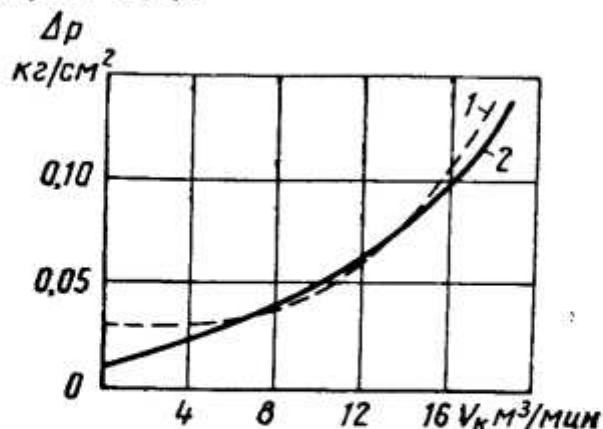
Фиг. 161. Прямоточный клапан СПГГ CS-75:

менение прямоточных клапанов обеспечило высокие показатели генератора. Относительно большой объем мертвого пространства компрессора при этой конструкции клапанов компенсируется увеличенным отношением площади компрессора к площади поршня дизеля (6,65 против 6 у СПГГ GS-34). Увеличение площади поршня компрессора продиктовалось также условиями размещения реек синхронизатора и меньшей долей хода поршня, занятой под выпускные окна.

На фиг. 162 приведена зависимость изменения гидравлического сопротивления для трех пластинчатых клапанов и одного клапана обтекаемой формы в зависимости от объемного расхода воздуха при нормальных условиях. Из сравнения кривых следует, что три обычных пластинчатых клапана при малых и повышенных объемных расходах создают большее гидравлическое сопротивление, чем один прямоточный клапан.

Клапаны компрессора устанавливаются в местах, не загрязняемых продуктами сгорания.

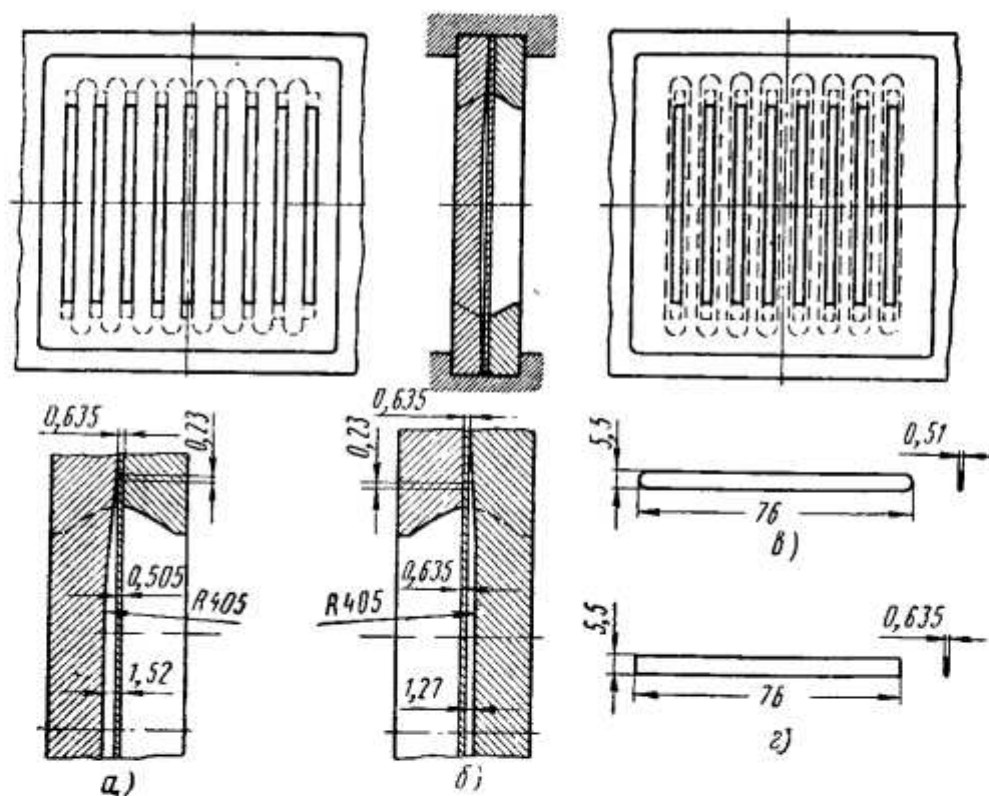
В СПГГ моделей В и С (ВЛН) применяются язычковые клапаны, представляющие собой пластины толщиной 0,5—0,64 мм (фиг. 163).



Фиг. 162 Изменение гидравлического сопротивления Δp трех пластинчатых клапанов и одного клапана обтекаемой формы в зависимости от объемного расхода воздуха V_k через клапаны при нормальных условиях:

1 — три пластинчатых клапана; 2 — клапан обтекаемой формы.

В СПГГ модели В в одном цилиндре компрессора имеется 213 впускных клапанов, расположенных по окружности цилиндра вблизи головки, и 262 нагнетательных клапана, размещенных в головке компрессора.



Фиг. 163. Впускные и нагнетательные клапаны СПГГ модели В: а — впускной клапан; б — нагнетательный клапан; в — пластина впускного клапана; г — пластина нагнетательного клапана.

Для исследования эффективности действия подобных клапанов были проведены большие экспериментальные работы на специальном опытном компрессоре, допускающем измерение всех необходимых величин при изменении давления сжатого воздуха до 9,1 атм

и числа циклов до 2000 в минуту. Этот компрессор был снабжен исследуемыми пневматическими клапанами в таком количестве, чтобы его характеристики были сходны с характеристиками компрессоров СПГГ. На фиг. 164 показаны характеристики опытного компрессора СПГГ с язычковыми клапанами.

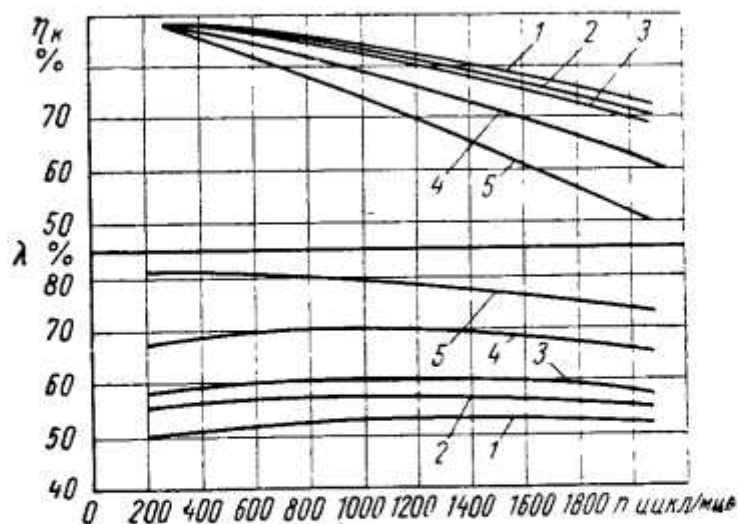
Величина объема, описываемого поршнем этого компрессора, приходящаяся на один нагнетательный клапан, равна 213 см^3 . Отношение количества впускных клапанов к нагнетательным составляло 8 : 10.

Объем мертвого пространства компрессора составлял 9,26%. Согласно полученным результатам при давлении сжатого воздуха в компрессоре, равном 7 атм, и при 1200 цикл/мин адиабатный к. п. д. компрессора был равен 80%. Дальнейшее увеличение к. п. д. компрессора ограничивается трудностями размещения большого числа клапанов и их сравнительно большим гидравлическим сопротивлением.

Уже имеются опытные компрессоры со сжатием воздуха до 9 атм и числом циклов до 2000 в минуту.

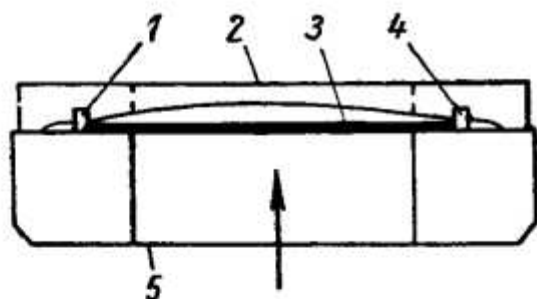
Полосовой клапан генератора газа фирмы Форд (фиг. 165) состоит из клапанной пластины 3, седла 2 и ограничителя подъема пластины 1. Одним из достоинств полосовых клапанов является малое мертвое пространство. Эти клапаны могут работать при 2500 цикл/мин и выше. Испытания подтвердили высокую прочность и надежность полосовых клапанов.

В генераторе газа ЦНИИ МПС применены проточные взаимозаменяемые нагнетательные и впускные клапаны НИИХИММАШ. В связи с несколько увеличенным мертвым пространством компрессора генератора газа ЦНИИ МПС и уменьшением параметра ψ , отношение площади поршня компрессора к площади поршня дизеля принят равным 6,4.



Фиг. 164. Зависимость объемного к. п. д. и общего к. п. д. опытного компрессора от числа оборотов при различных степенях повышения давления:

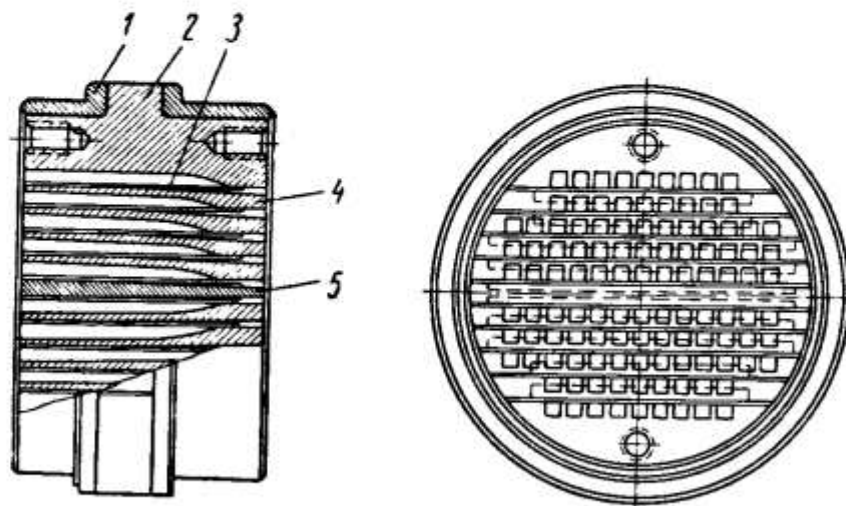
$$1 - \pi_k = 9,47; \quad 2 - \pi_k = 9,18; \quad 3 - \pi_k = 7,34; \\ 4 - \pi_k = 5,2; \quad 5 - \pi_k = 3,11.$$



Фиг. 165. Схема клапана СПГГ фирмы Форд:

1 — наружный ограничитель пластины; 2 — заднее седло; 3 — пластина; 4 — внутренний ограничитель пластины; 5 — наружное седло.

На фиг. 166 приведен прямоточный клапан генератора газа ЦНИИ МПС. Клапан состоит из десяти пластин 3 двух размеров, восьми седел 4, двух боковых седел 2, двух колец 1 крепления и ограничителя 5. Пластина 3 клапана имеет по концам две прорезы, внешние части которых используются как дистанционные прокладки между седлами 4. С одной стороны в седле имеются продольные пазы с плавным выходом. Ребра каналов использу-



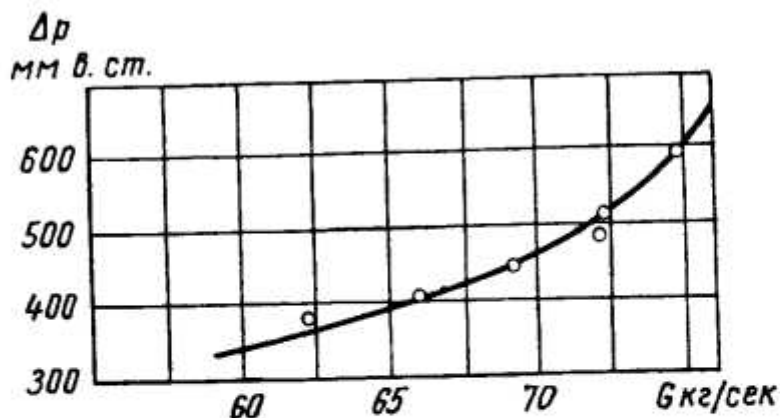
Фиг. 166. Прямоточный клапан СПГГ ЦНИИ МПС:
1 — кольцо крепления; 2 — боковое седло; 3 — пластина;
4 — седло; 5 — ограничитель.

ются для удержания пластины от прогиба. С обратной стороны седла предусмотрена выемка для отклонения пластины при работе. Пластины изготавливаются из стальной холоднокатанной термически обработанной ленты и зажимаются между седлами по П-образному контуру. На смонтированный клапан, обработанный по периферии, надеваются в горячем состоянии с обеих сторон кольца 1 крепления. В последнем варианте генератора газа ЦНИИ МПС размещено десять нагнетательных и девять впускных прямоточных клапанов.

Характеристика клапана

Число пазов в седлах клапанов в шт.	114
Глубина пазов в седлах клапана в мм	4,5
Ширина пазов седла в мм	4,5
Площадь прохода на входе в седло в см ²	23,2
Высота подъема пластины у свободного конца в мм	2,6
Суммарная длина выходной щели седла в мм	764
Площадь прохода в щели клапана у свободного конца в см ²	19,8
Коэффициент расхода	0,98
Эквивалентная площадь клапана в см ²	19,5
Толщина пластины в мм	0,4
Минимальная разность давления для полного открытия Δl в кг/см ²	0,13
Мертвое пространство впускного клапана в см ³	64,5
Мертвое пространство нагнетательного клапана в см ³	102
Вес клапана в кг	6

При полной нагрузке генератора газа потеря давления в нагнетательных клапанах достигает $\Delta p_n = 0,3 \text{ кг/см}^2$ и впускных $\Delta p_v = 0,06 \text{ кг/см}^2$. Для уточнения расчетных данных впускной клапан подвергся в ЦНИИ МПС испытанию в аэродинамической трубе. На фиг. 167 приведена зависимость между секундным расходом воздуха и гидравлическим сопротивлением клапана.



Фиг. 167. Сопротивление прямого клапана в зависимости от расхода воздуха $\Delta p = f(G)$.

Проведенные исследования убеждают, что для СПГГ целесообразно применять клапаны, обеспечивающие устойчивую работу генератора газа и оптимальное значение его адиабатного к. п. д.

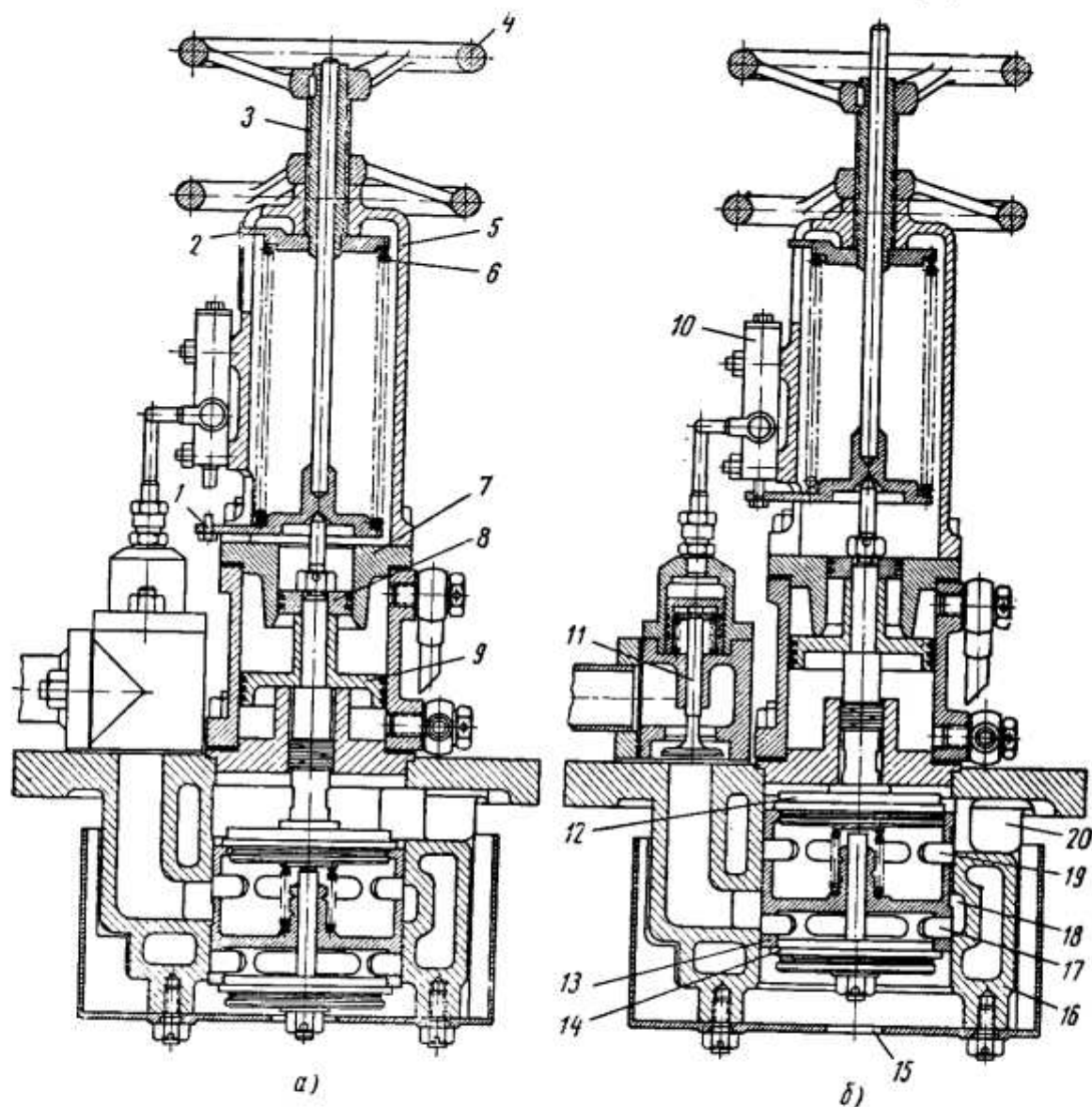
ж) Стабилизатор степени сжатия, ограничитель хода поршней и т. п.

При работе СПГГ по внешней характеристике роль стабилизатора степени сжатия сводится к пополнению утечек воздуха из цилиндров буферов. При правильно выбранной степени сжатия буфера удастся на всех режимах установки автоматически координировать оптимальные крайние положения блоков поршней. Однако в отдельных случаях, когда стремятся расширить диапазон изменения нагрузок, не прибегая к увеличению параметра ψ , используют стабилизатор степени сжатия для изменения относительного мертвого пространства компрессора. Для этого устанавливают специальный управляемый золотник, который на определенном ходе поршня перепускает воздух из цилиндра буфера в рабочую полость стабилизатора степени сжатия.

На фиг. 168 показан стабилизатор степени сжатия буфера генератора газа GS-34. В корпусе стабилизатора размещается распределительный золотник 13. В верхней его части расположен клапан наполнения буфера 12, а внизу — клапан 14 перепуска воздуха из буфера в ресивер. Распределительный золотник 13 имеет две камеры 17 и 19 с окнами. В корпусе стабилизатора 16 расположены также окна 18, соединенные каналом с буферами. Полости с обеих сторон распределительного золотника через окна 20 и 15 соединяются с ресивером. Распределительный золотник 13 соединен с дифференциальными поршнями 8 и 9. Поршень 8 компенсатора размещается в цилиндре 7, который легко, как и сам поршень 8, при необходимости может заменяться. Пружина 6 через привод стабилизатора опирается на острие штока распределительного золотника 13. В корпус 5, где размещена пружина 6, ввинчивается с по-

мощью маховика 4 винт 3. Винт упирается в направляющую шайбу и через нее передает усилие пружине.

Полость между дифференциальными поршнями 8 и 9 соединяется трубкой с ресивером, а полость между поршнем 9 и корпусом — с буферами. Стабилизатор генератора газа снабжен управляемым

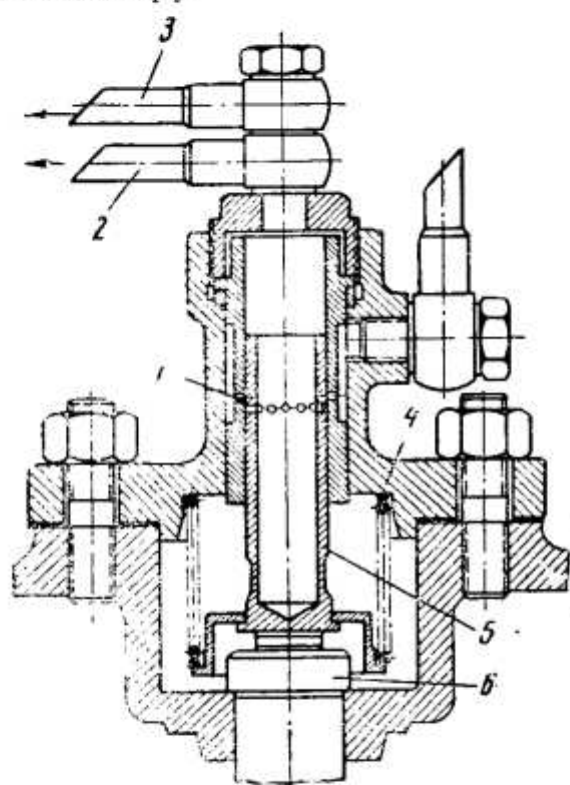


Фиг. 168. Стабилизатор степени сжатия СПГГ GS-34:

a — в момент наполнения буфера воздухом из ресивера; *б* — в момент выпуска воздуха из буфера. 1 — привод стабилизатора; 2 — шайба; 3 — винт; 4 — маховик; 5 — корпус; 6 — пружина; 7 — втулка; 8 и 9 — дифференциальные поршни; 10 — золотник выпуска; 11 — декомпрессионный клапан; 12 — клапан наполнения буфера; 13 — распределительный золотник; 14 — клапан перепуска; 15 и 20 — перепускные окна; 16 — корпус стабилизатора; 17 — камера; 18 — перепускное окно; 19 — камера.

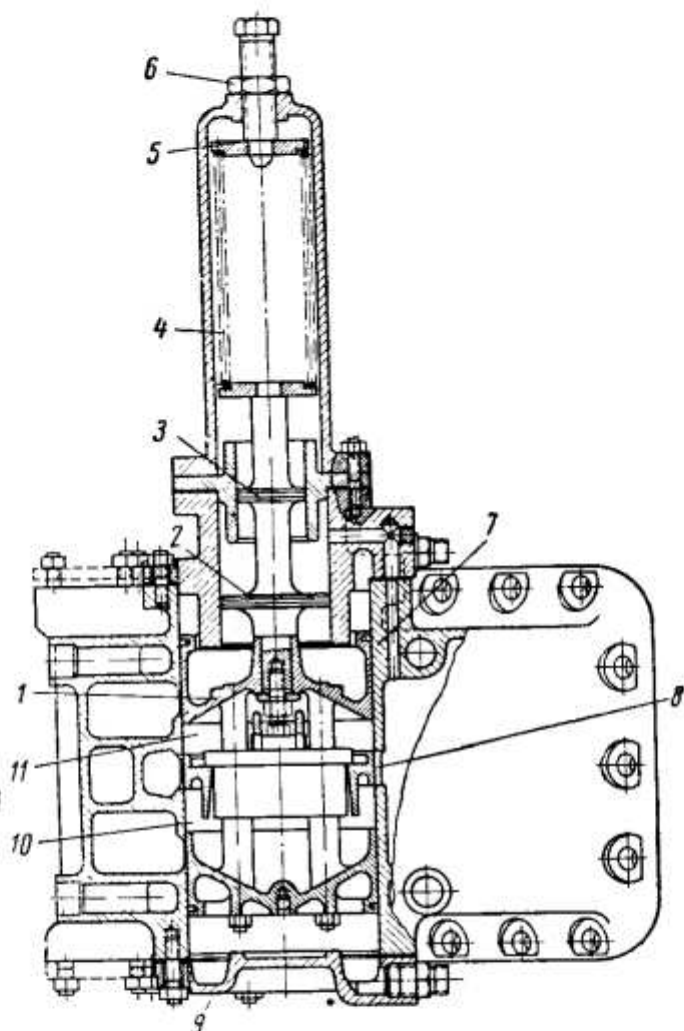
декомпрессионным клапаном 11. Золотник выпуска 10 приводится в действие от привода 1 стабилизатора. При быстром сбросе сжатого воздуха из буферов часть его через декомпрессионный клапан 11 направляется во всасывающий патрубок. Декомпрессионный клапан 11 при разведении блоков поршней перед пуском СПГГ также открывается на этот период для снятия противодействия буферов. На фиг. 169 показан золотник отбора давления.

Сжатый воздух из буферов до поступления в стабилизатор проходит через золотник отбора давления. Золотник приводится в действие синхронизатором блоков поршней. Толкатель 6, преодолевая силу пружины 4, перемещает золотник 5 и соединяет в определенный момент окна золотника 5 с окнами втулки 1, и сжатый воздух из буферов направляется по трубкам 2 и 3 к стабилизатору степени сжатия и сервомотору. При соответствующем положении блоков поршней толкатель опускается, позволяя пружине 4 под действием сжатого воздуха опустить золотник и перекрыть доступ воздуха к стабилизатору.



Фиг. 169. Золотник отбора давления СПГГ GS-34:

1 — окна втулки; 2 и 3 — трубки со сжатым воздухом к стабилизатору и сервомотору; 4 — пружина; 5 — золотник; 6 — толкатель.



Фиг. 170. Стабилизатор степени сжатия СПГГ CS-75:

1 — золотник; 2 и 3 — дифференциальные поршни; 4 — пружина; 5 — направляющая шайба; 6 — регулирующий болт; 7 — корпус стабилизатора; 8, 10 и 11 — окна; 9 — крышка.

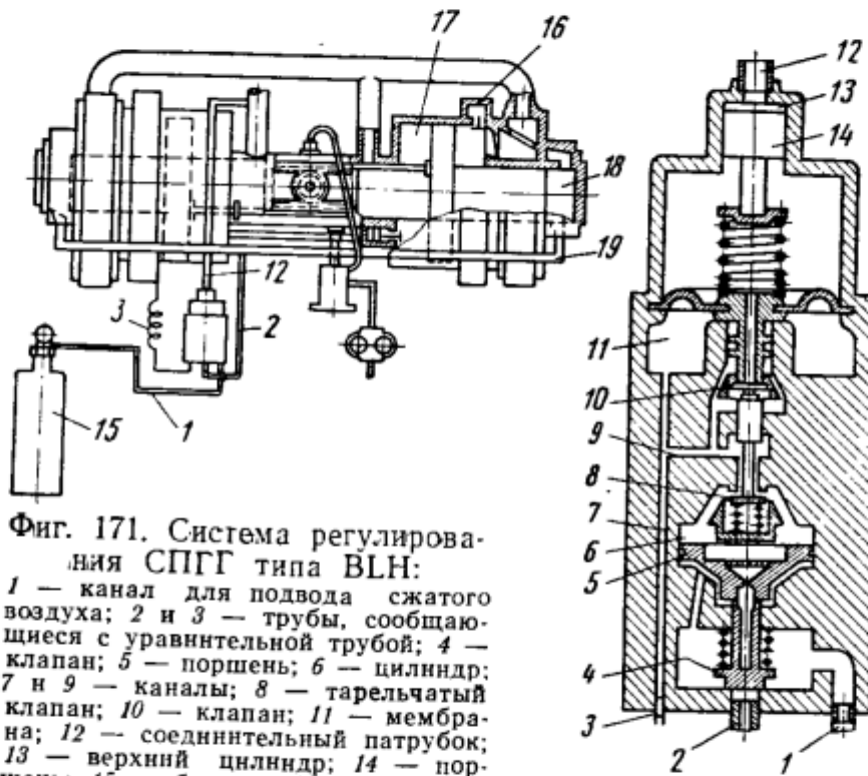
Стабилизатор степени сжатия СПГГ CS-75 (фиг. 170) построен по той же принципиальной схеме, что и стабилизатор СПГГ GS-34. В корпусе стабилизатора находится распределительный золотник 1, соединенный с дифференциальными поршнями 2 и 3. Распределительный золотник 1 находится под нагрузкой пружины 4, натяжение которой регулируется болтом 6. В распределительном золотнике 1 и корпусе стабилизатора 7 имеются окна 8, 10 и 11. При среднем положении распределительного золотника окна перекрыты. Объем между поршнями 2 и 3 соединен с ресивером, а полости

между золотником 1, поршнем 2 и крышкой 9 соединяются с буферами.

Этот стабилизатор при изменении хода блока поршней позволяет поддерживать степень сжатия дизеля оптимальной на всех рабочих режимах и компенсировать неизбежные утечки из буферов при работе СПГГ.

Координация на частичных нагрузках СПГГ положения блоков поршней в н. м. т. обеспечивается изменением работы буферов. Поэтому стабилизатор связан в работе со средними давлениями ресивера и буферов. Нарушение установленного соотношения между средними давлениями, действующими на поршни 2 и 3, приводит в действие стабилизатор степени сжатия.

Стабилизаторы степени сжатия, установленные на генераторах газа GS-34 и CS-75, надежны и обеспечивают четкую работу в экс-

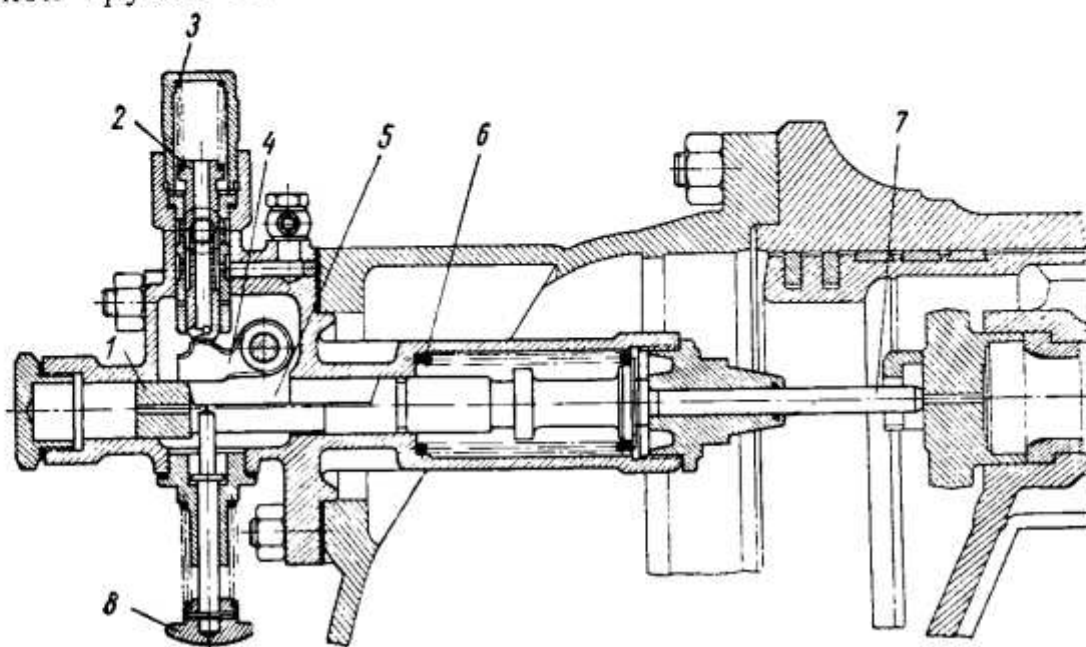


Фиг. 171. Система регулирования СПГГ типа VLH:
 1 — канал для подвода сжатого воздуха; 2 и 3 — трубы, сообщающиеся с уравнительной трубой; 4 — клапан; 5 — поршень; 6 — цилиндр; 7 и 9 — каналы; 8 — тарельчатый клапан; 10 — клапан; 11 — мембрана; 12 — соединительный патрубок; 13 — верхний цилиндр; 14 — поршень; 15 — баллон; 16 — компрессор; 17 — буфера обратного действия; 18 — цилиндр буфера; 19 — уравнительная труба.

плуатации. В генераторах газа типа VLH с буферами высокого давления соответствие между давлением в буферах и давлением газа с целью сохранения необходимой величины хода блоков поршней обеспечивается подпиткой буферов от автономного источника сжатого воздуха.

На фиг. 171 показана система регулирования СПГГ типа VLH при его работе по внешней характеристике ($k_s = idem$). Эта система предназначена для поддержания оптимальной зависимости $p_{б.ср} = f(p_2)$ с целью сохранения необходимой величины хода блоков поршней. Цилиндры 18 буферов соединены уравнительной трубой 19. Объемы цилиндров компрессора 16 с внутренней стороны

поршней компрессора служат буферами обратного действия. Регулирующее устройство включает клапан, который впускает воздух в буфер обратного действия или выпускает из него, в зависимости от снижения или повышения давления генерируемого газа. Патрубок 12 присоединен к газосборнику СПГГ. В самом регулирующем приспособлении имеется канал 1, ведущий к баллону 15 сжатого воздуха. Две трубы 2 и 3 сообщаются с уравнивательной трубой 19.



Фиг. 172. Ограничитель хода блоков поршней СПГГ GS-34:
1 — рамка; 2 — золотник; 3 — пружина; 4 — рычаг; 5 — прорезь; 6 — пружина;
7 — толкатель; 8 — рукоятка рычага.

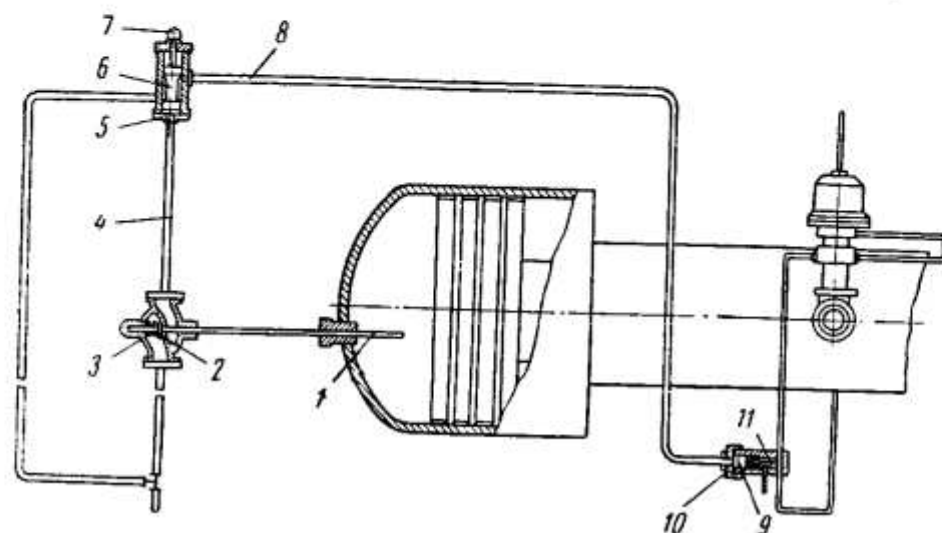
Если необходимо повысить давление генерируемого газа, то следует повысить давление в верхнем цилиндре 13; тогда поршень 14, перемещаясь вниз, через пружину воздействует на мембрану 11, и клапан 10 опускается. При этом тарельчатый клапан 8 отходит от гнезда, и воздух перепускается к нижнему цилиндру 6 через каналы 7 и 9.

Силы, действующие на торцы нижнего поршня 5, будут, таким образом, не уравновешенными, и поршень 5 переместится вверх так, что нижний клапан 4 поднимется с седла. При этом воздух высокого давления из баллона 15 будет поступать через уравнивательную трубу 19 в буферы. Давление в буферах повысится, расходуемая энергия для совершения хода сжатия в цилиндре дизеля увеличится и повысится давление газов за СПГГ.

На фиг. 172 показан механический ограничитель хода блоков поршней генератора газа GS-34. Конец толкателя 7 ограничителя хода размещается в полости буфера. Пружина 6 стремится удерживать толкатель 7 в определенном положении, соответствующем допустимому ходу блока поршней. Рычаг 4 опирается на рамку 1, представляющую одно целое с толкателем. В рамке 1 имеется прорезь 5, в которую может опускаться рычаг 4. Пружина 3 на-

гружает золотник 2 и прижимает одновременно рычаг 4 к рамке 1. В случае соприкосновения поршня с толкателем рамка 1 перемещается и рычаг 4 опускается. Вместе с ним опускается золотник 2, воздействуя через масляную систему на клапан отсечки топлива, и выключает из работы топливный насос. Восстанавливается ограничитель хода блока поршней нажатием рукоятки 8, которая приподнимает рычаг 4 в исходное положение.

На фиг. 173 показан пневматический ограничитель хода блоков поршней генератора газа ЦНИИ МПС. Толкатель 1 заходит в полость буфера на 10—15 мм. Клапан 2, нагруженный пружиной 3,



Фиг. 173. Ограничитель хода блоков поршней СПГГ ЦНИИ МПС:

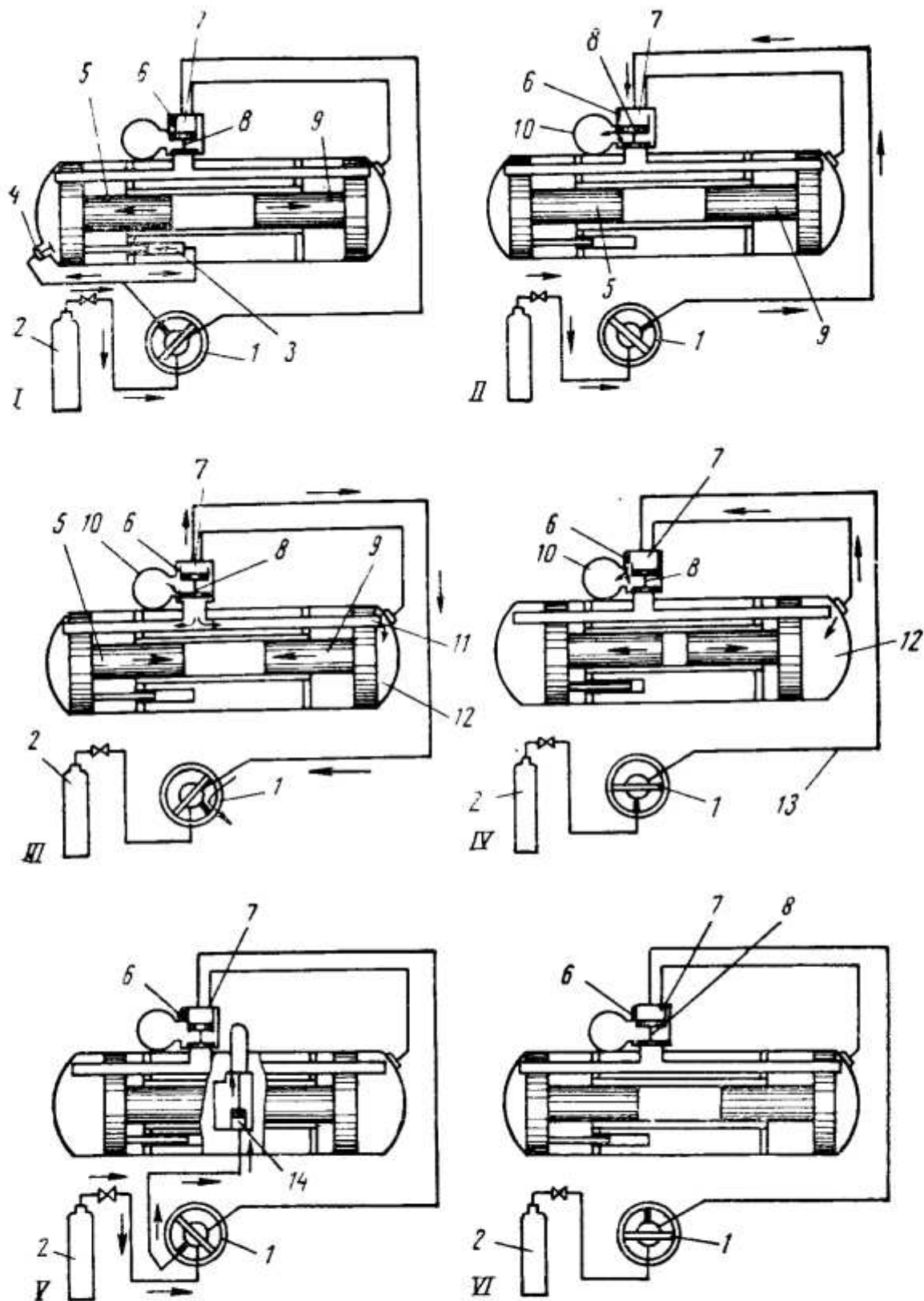
1 — толкатель; 2 — клапан; 3 — пружина; 4 — трубопровод; 5 — ускоритель; 6 — золотник; 7 — рукоятка; 8 — канал; 9 — поршень; 10 — клапан отсечки топлива; 11 — шариковый клапан.

связан трубопроводом 4 с ускорителем 5. В цилиндре ускорителя размещен золотник 6. На топливопроводе установлен клапан отсечки топлива 10, состоящий из шарикового клапана 11 и поршня 9.

Ограничитель хода блоков поршней находится под давлением сжатого воздуха $p_0 = 6 \text{ кг/см}^2$. При соприкосновении блока поршней с толкателем 1 открывается клапан 2 и сжатый воздух направляется к золотнику 6, смещает его вверх и соединяет объем под поршнем 9 с атмосферой. Подача топлива прекращается.

Ограничитель хода блоков поршней включается нажатием на рукоятку 7. Пневматический ограничитель хода поршневых групп блокируется также через специальные устройства с системой охлаждения СПГГ. Падение давления в одной из систем повышает давление в трубопроводе 4 и приводит в действие клапан отсечки топлива.

Для пуска СПГГ требуются специальные пусковые устройства. Одно из наиболее типичных устройств применено на СПГГ GS-34. На фиг. 174 приведено шесть моментов, показывающих последовательность подготовки и пуска генератора газа GS-34. Все операции пуска осуществляются при помощи маневрового штурвала 1.



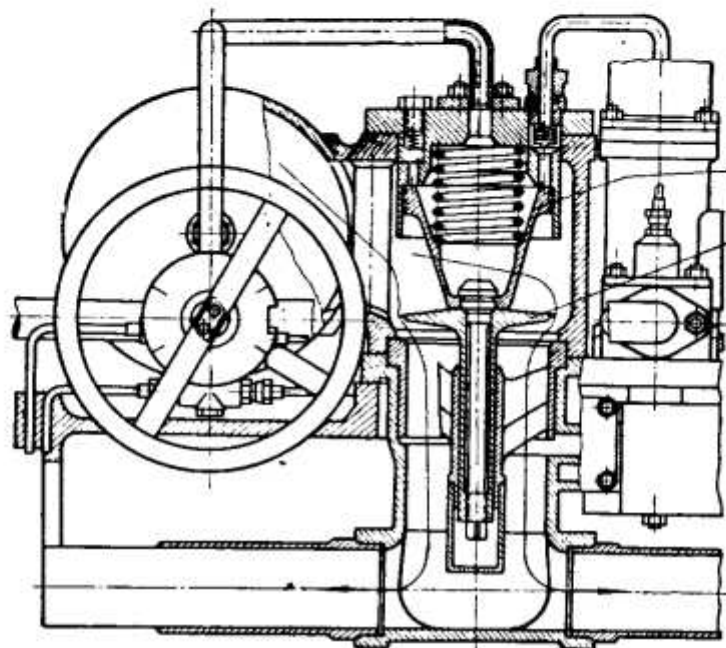
Фиг. 174. Последовательность операций пуска СПГГ GS-34:

1 — маневровый штурвал; 2 — баллон; 3 — устройство для разведения поршней; 4 — декомпрессионный клапан; 5 и 9 — блоки поршней; 6 и 7 — клапаны; 8 — пусковой клапан; 10 — пусковой баллон; 11 — уравнительная труба; 12 — буфер; 13 — трубка; 14 — выключатель топливного насоса.

Положение I. Соединяют баллон сжатого воздуха 2 с устройством для разведения поршней 3 и декомпрессионным клапаном 4. Пусковой клапан 8 и клапаны 6 и 7 закрыты. Под давлением сжатого воздуха на устройство 3 раздвигаются блоки поршней 5 и 9 в исходное для пуска положение.

Положение II. Соединяют баллон 2 с объемом над пусковым клапаном 8. Через открытый клапан 6 происходит зарядка сжатым воздухом пускового баллона 10; клапан 7 закрыт.

Положение III. Отключают баллон 2 и соединяют объем над пусковым клапаном 8 с атмосферой. Пусковой клапан



Фиг. 175. Пусковой быстродействующий клапан СПГГ GS-34 (обозначения позиций те же, что на фиг. 174).

(фиг. 175) вследствие резкого падения давления над ним поднимается, и из пускового баллона 10 сжатый воздух поступает через уравнительную трубу 11 в буферы. Под давлением сжатого воздуха блоки поршней 5 и 9 стремительно сближаются, и происходит пуск СПГГ. Клапаны 6 и 7 закрыты.

Положение IV. Генератор газа работает. Баллон 2 отключен. Пространство над пусковым клапаном, соединенное трубкой 13, закрыто. Воздух из буферов 12, открывая клапаны 7 и 6,

заполняет баллон 10. Пусковой клапан 8 закрыт.

Положение V. Баллон 2 соединен с выключателем топливного насоса 14. Это вызывает выключение топливного насоса. Генератор газа остановлен. Пусковой клапан 8 и клапаны 6 и 7 закрыты.

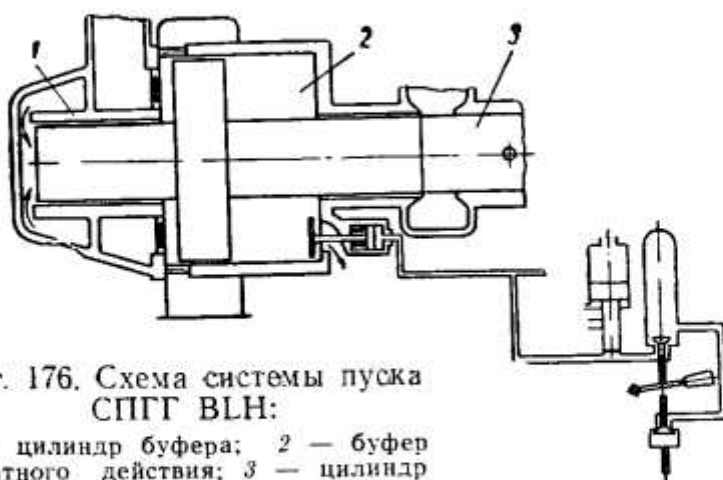
Положение VI. Баллон 2 отключен, клапаны 6, 7 и 8 закрыты.

Рассмотренное устройство пуска генератора газа GS-34 работает надежно, обеспечивая пуск СПГГ с первого раза. В табл. 49 приведены давления конца сжатия в $кг/см^2$ в цилиндре дизеля при различном давлении пускового воздуха.

Пуск СПГГ типа ВЛН осуществляется при помощи специальных четырех пусковых клапанов, расположенных в головках буферов обратного действия 2 (фиг. 176). Эти клапаны открываются под давлением воздуха, а закрываются под действием пружины.

В начале пуска воздух под давлением $1,4 кг/см^2$ подводится к буферам 2.

Под действием сжатого воздуха блоки поршней СПГГ перемещаются в направлении к н. м. т. Затем в цилиндры буферов 1 подается воздух под давлением примерно $10,5 \text{ кг/см}^2$. При этом быстро открывается дополнительный клапан, подающий сжатый воздух к пусковым клапанам, расположенным в головках буферов 2 обратного действия. Пусковые клапаны открываются, а подача сжатого воздуха в буферы 2 прекращается. После этого блоки поршней под



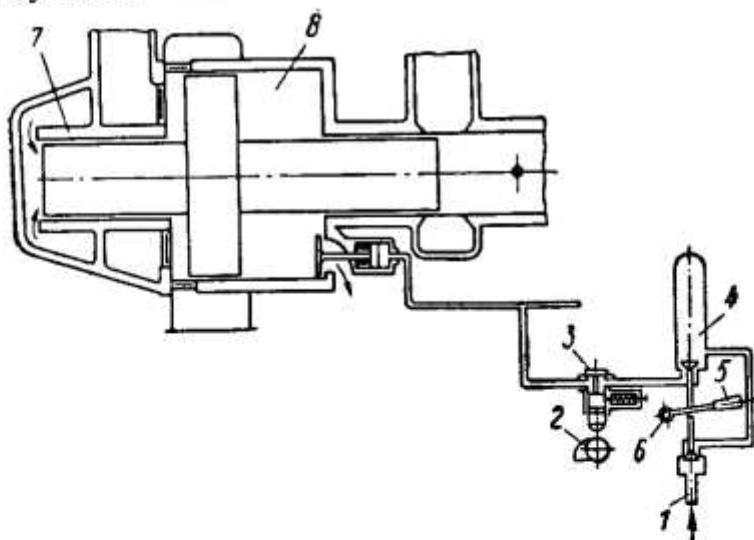
Фиг. 176. Схема системы пуска СПГГ VLH:

1 — цилиндр буфера; 2 — буфер обратного действия; 3 — цилиндр дизеля.

Таблица 49

P_n	20	24	28	32
P_c	7	16	28	32

действием сжатого воздуха быстро перемещаются к в. м. т., при этом происходит пуск СПГГ. В конце сжатия воздуха в цилиндре дизеля при пуске пусковые клапаны буферов обратного действия закрываются с таким расчетом, чтобы в буферах 2 осталось необходимое количество воздуха. Закрытие пусковых клапанов осуществляется с помощью автоматического приспособления,

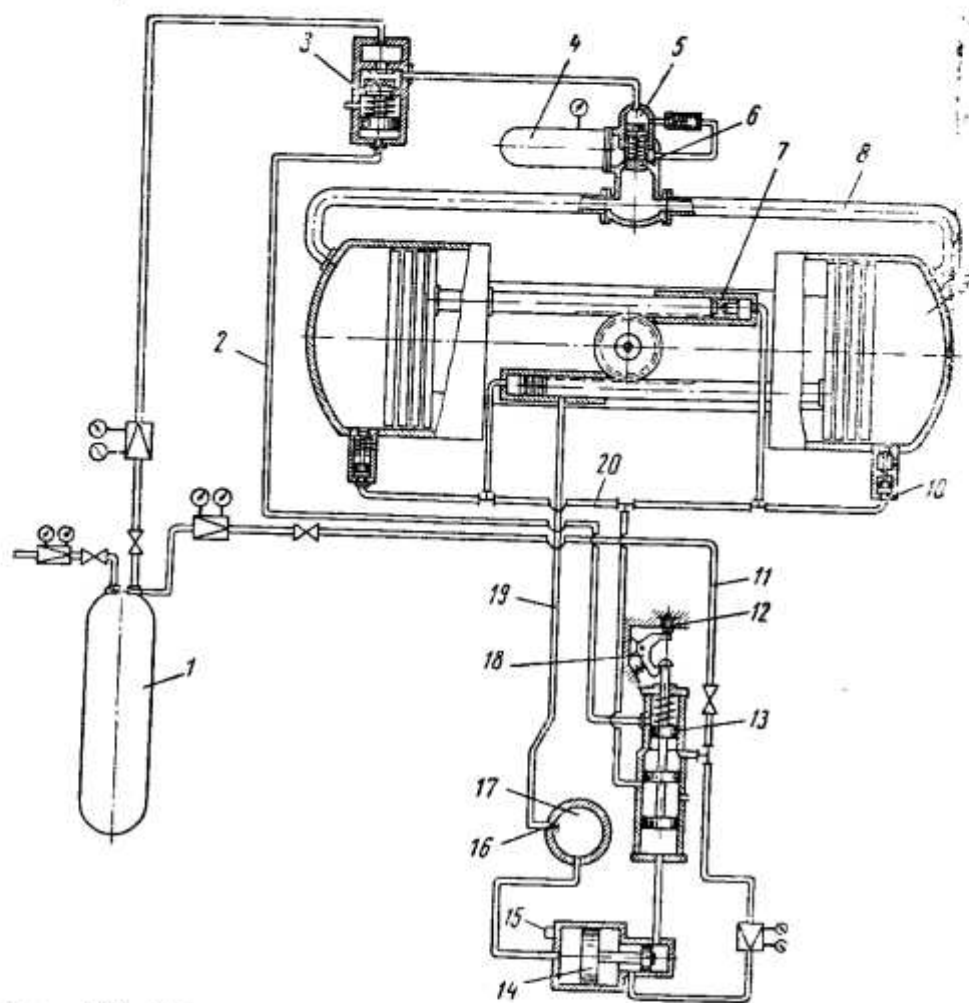


Фиг. 177. Схема системы пуска СПГГ с механическим открытием редукционного клапана:

1 — трубка подвода сжатого воздуха; 2 — кулачок; 3 — редукционный клапан; 4 — баллон сжатого воздуха; 5 — положение рукоятки при пуске; 6 — положение рукоятки при зарядке баллона; 7 — цилиндр буфера; 8 — буфер обратного действия

схема которого показана на фиг. 177. Сжатый воздух подается по трубке 1 в баллон 4, а затем к пусковому клапану, расположенному в головке буфера обратного действия 7, и открывает его. Закрывается пусковой клапан под действием обратной пружины после выпуска необходимого количества воздуха из буфера 7 через отверстие. Редукционный клапан 3, приводимый в движение сжатым воздухом, открывается с запаздыванием относительно открытия клапана 2, соответствующим необходимому времени открытия пускового клапана буфера 7.

Сжатый воздух для открытия пускового клапана находится в баллоне 4. В другом СПГГ той же конструкции (модель D) закрытие пусковых клапанов осуществляется таким же образом. Редукционный клапан 3 открывается не автоматически, а механически от специального кулачка, приводимого в движение от шестерни синхронизатора.



Фиг. 178. Принципиальная схема устройства пуска СПГГ ЦНИИ МПС:

1 — баллон; 2 — трубка; 3 — распределительный клапан; 4 — пусковой баллон; 5 — надклапанное пространство; 6 — пусковой клапан; 7 — механизм для разводки поршневых групп; 8 — уравнивательная трубка; 9 — буферный цилиндр; 10 — декомпрессионный клапан; 11 — трубопровод; 12 — кнопка пуска; 13 — пусковой золотник; 14 — распределительный золотник; 15 — жиклер; 16 — обратный клапан; 17 — резервуар времени; 18 — скоба; 19 — трубопровод; 20 — трубка.

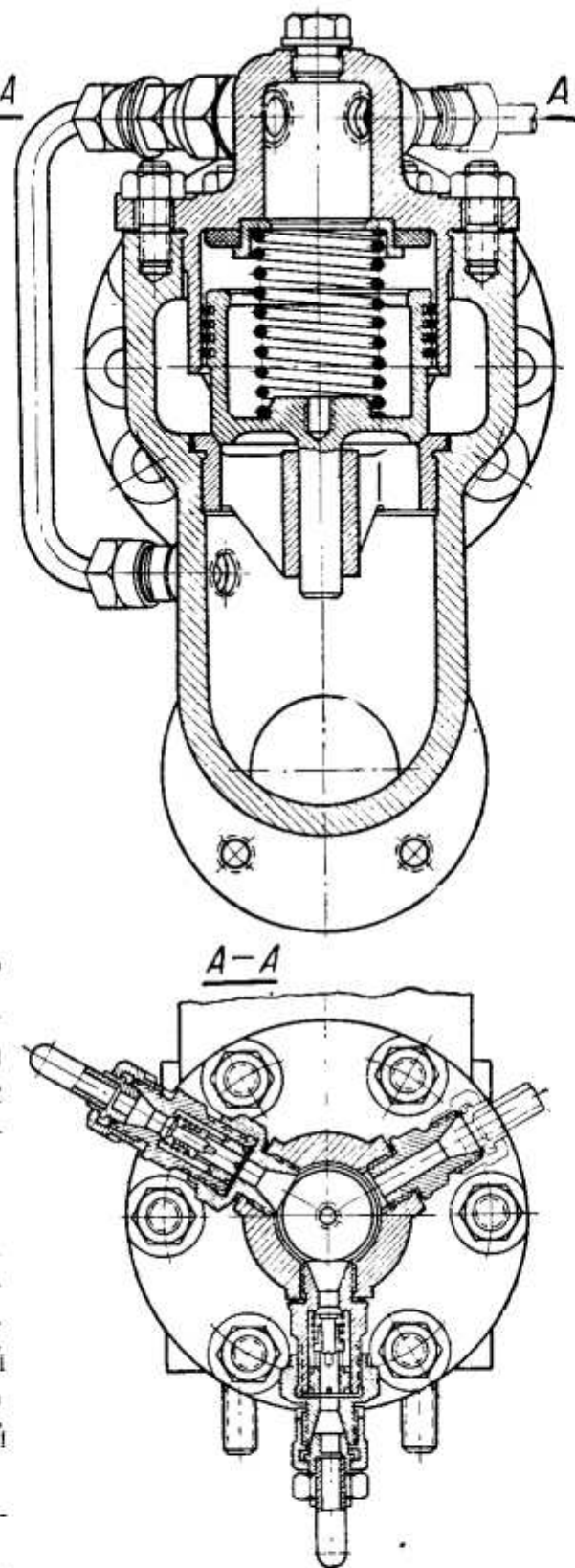
На генераторе газа ЦНИИ МПС, предназначенного для транспортных целей, применено устройство дистанционного пуска (фиг. 178). Устройство состоит из механизма 7 для разведения блоков поршней, пускового дифференциального клапана 6, соединенного с уравнивательной трубкой 8, пускового баллона 1, распределительного клапана 3, декомпрессионных клапанов 10, пускового золотника 13, кнопки пуска 12, распределительного золотника 14, резервуара времени 17 с обратным клапаном 16, баллонов сжатого воздуха. Устройство пуска работает с такой последовательностью операций.

Положение I. Баллон 1 соединен с трубопроводом системы автопуска. Сжатый воздух через распределительный клапан 3 и клапан 21 заходит в лусковой баллон 1.

Положение II. Нажимают на кнопку пуска 12. Золотник 13 опускается вниз. Воздух из трубопровода 11 через золотник по трубкам 20 поладает к декомпрессионным клапанам 10 и поршням механизма 7. Под давлением воздуха блоки поршней движутся к н. м. т. Одновременно декомпрессионные клапаны соединяют буферы с атмосферой. При определенном положении блоков поршней, поршень механизма 7 откроет доступ сжатому воздуху в резервуар 17.

В определенный момент дифференциальный золотник 14 перемещается и соединяет трубопровод 11 с объемом под золотником 13. Пусковой золотник 13 перемещается при этом в крайнее верхнее положение. Трубка 20 соединяется через золотник с атмосферой. При крайнем положении золотника 13 трубопровод 11 соединяется с трубой 2 и под действием сжатого воздуха отключает баллон 1, а надклапанное пространство 5 сообщается с атмосферой. Пусковой клапан 6 (см. также фиг. 179) быстро открывается и сжатый воздух из баллона 4 (фиг. 178) через уравнительную трубу 8 поступает в буферы 9.

Положение III. Сжатый воздух из объема под распределительным золотником 14 через жиклер 15 выпускается в атмосферу. Золотник 14 смещается и соединяет объем под пусковым золотником 13 с атмосферой. Пусковой золотник опускается и при перемещении улавливается скобой 18. Трубка 2 соединяется с ат-



Фиг. 179. Пусковой клапан генератора газа ЦНИИ МПС.

мосферой. Клапан 3 опускается, открывая доступ сжатому воздуху в пусковой баллон 4.

Испытания показали, что автоматическое устройство пуска СПГГ ЦНИИ МПС вполне работоспособно.

В заключение приведенного обзора конструкций следует отметить, что разработка современных моделей СПГГ достигла высокого уровня.

В качестве примера можно привести последние работы по форсированию генератора газа GS-34. Не изменяя основных конструктивных узлов и размеров этого СПГГ, удалось значительно повысить мощность СПГГ путем улучшения его рабочего процесса.

Как известно, первые модели GS-34 развивали 1250 л. с., затем мощность его была доведена до 1360 л. с. В настоящее время, после введения инерционного наддува цилиндров компрессора, уменьшения коэффициента избытка воздуха с 2 до 1,45, улучшения конструкции клапанов, увеличения максимального хода блоков поршней (до 510 мм), охлаждения воздуха в ресивере, увеличения параметров газа за генератором и других мероприятий, удалось довести мощность СПГГ GS-34 до 1900—2000 л. с. при сохранении удовлетворительного адиабатного к. п. д. порядка 42—43%, работая на трех форсунках. Блок, состоящий из двух СПГГ GS-34, развивает на стенде мощность до 4000 л. с. Работы, проведенные фирмой на опытном стенде, показали, что объединение двух генераторов газа GS-34 с применением регулятора (трансформатора) фаз позволяет довести мощность такого блока СПГГ до 4900 л. с. Несомненно, что столь высокое форсирование генератора газа говорит о значительных резервах увеличения мощности установок этого типа.

Улучшение рабочего процесса и экономичности СПГГ в сочетании с выбором оптимальных конструктивных параметров, позволит достигнуть еще более высокой степени форсирования СПГГ.

Глава VIII. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА В СПГГ

§ 25. ПРИРОДНЫЙ ГАЗ КАК ТОПЛИВО ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВЫСОКОГО СЖАТИЯ

Для решения вопроса об эффективности перевода СПГГ на природный газ возникла необходимость исследовать основные особенности сгорания этого топлива в двигателях внутреннего сгорания.

Переводу двигателей на природный газ посвящено большое количество работ. Однако все они выполнены для газовых двигателей, степень сжатия которых не превышает 8—10. Представляли интерес исследования моторных качеств природного газа в большем диапазоне степени сжатия, чтобы приблизиться к параметрам, характерным для рабочего процесса СПГГ. Такое исследование было выполнено на одноцилиндровой установке ИТ9-2 с переменной степенью сжатия ($D = 85$ мм, $S = 115$ мм) *.

Опыты проводились с саратовским природным газом, содержащим 90—91% метана, 2—3% этана, 0,75—1% пропана и бутана ($H_u = 8380$ ккал/м³, $L_0 = 9,3$ м³/м³).

Поскольку основным компонентом этого газа является метан, именно его физико-химические характеристики во многом определяют особенности всей газовой смеси.

В табл. 50 для сравнения приведены основные термохимические характеристики наиболее изученных горючих газов, имеющие большое значение для работы двигателя.

Таблица 50

Газ	H_u в ккал/м ³	H_u в ккал/кг	L_0 в м ³ /м ³	L_0 в кг/кг	$\frac{1}{L_0}$	$\mu = \frac{1}{1+L_0}$ при $\alpha = 1$	$\frac{\text{м}^3 \text{ возд.}}{1000 \text{ ккал}}$	$Q_{см}$ в ккал/м ³ ($\alpha = 1$)
Окись углерода	3045	2436	2,38	2,46	0,42	0,296	0,79	900
Водород	2580	28905	2,38	34,3	0,42	0,296	0,92	763
Метан	8520	11950	9,52	17,75	0,105	0,095	1,11	810

* В работе принимали участие инж. К. Ф. Добриков и Б. М. Морозов.

Из табл. 50 следует, что по сравнению с окисью углерода и водородом метан отличается минимальной концентрацией в стехиометрической смеси с воздухом. Расчеты и опыт показывают, что с уменьшением объемной доли газа в рабочей смеси процесс смесеобразования в двигателе затрудняется. Вследствие неоднородности рабочей смеси усиливается неидентичность (невоспроизводимость) процессов отдельных циклов. Последнее является одним из основных факторов, определяющих характер зависимости индикаторного к. п. д. от коэффициента избытка воздуха α .

Основные физико-химические характеристики метана и других газов приведены в табл. 51.

Таблица 51

Параметры	Окись углерода	Водород	Метан
Нормальная скорость распространения пламени в м/сек	0,41	2,67	0,37
Октановое число	100	70	125
Пределы воспламеняемости в воздухе в %/ α :			
нижний	15,6/2,27	9,5/4,0	6,3/1,56
верхний	70,9/0,173	65,2/0,224	11,9/0,778
Теплопроводность (по отношению к теплопроводности воздуха, принятой за 100)	95,5	733	127
Скорость взрывной волны в м/сек ($\alpha=1$) и смесн с кислородом	1090	2870	2290

Из сравнения приведенных в табл. 51 параметров следует, что метан как моторное топливо обладает рядом положительных качеств. Большое октановое число и сравнительно высокая калорийность рабочей смеси могут обеспечить достаточно большую литровую мощность двигателей, работающих на природном газе.

Однако приведенные данные далеко не исчерпывают параметров, характеризующих протекание рабочего процесса. Качества топлива с достаточной полнотой могут быть определены из индикаторных диаграмм двигателя.

Важным параметром рабочего процесса газового двигателя является коэффициент избытка воздуха α . Зависимость индикаторного к. п. д. двигателя от коэффициента α очень хорошо отражает ряд специфических особенностей исследуемого топлива и поэтому относится к основным моторным характеристикам.

Анализ индикаторных диаграмм показывает, что возможность эффективного обеднения смеси для двигателей с электрическим зажиганием ограничивается переходом на режим неустойчивого сгорания. Этот переход связан с так называемой неидентичностью циклов. Увеличение неидентичности рабочего процесса двигателя вызывается плохим смесеобразованием и усиливается с уменьше-

нием скорости распространения пламени при снижении концентрации газа в рабочей смеси.

Неидентичность циклов оценивалась путем обработки «гребенок» индикаторных диаграмм по формуле [9]:

$$\Delta p_z = \frac{\sum_{i=1}^m (p_{z_i} - p_{z_{cp}})}{m p_{z_{cp}}},$$

где m — число замеренных давлений на участке «гребенки»;

p_z — максимальное давление сгорания;

$p_{z_{cp}}$ — среднее давление сгорания.

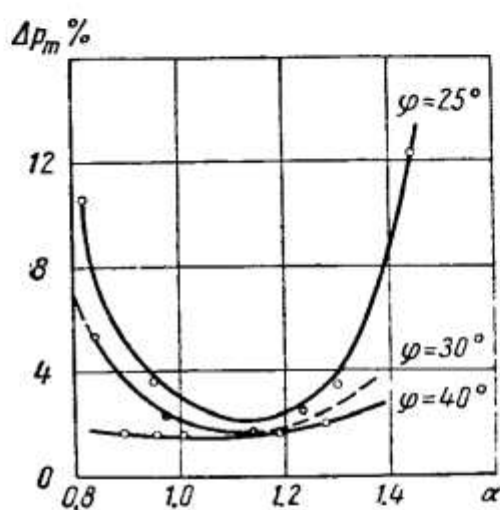
Опыты показали, что для саратовского газа указанного состава минимальная степень неидентичности располагается в интервале $\alpha = 1,2$, т. е. близко к концентрации, обеспечивающей максимальную скорость сгорания. Резкое повышение степени неидентичности при $\alpha < 0,8$ и $\alpha > 1,4$ объясняется приближением к областям неустойчивой работы (фиг. 180).

Эти особенности сгорания природного газа определяют оптимальное значение коэффициента избытка воздуха, при котором достигается наибольший индикаторный к. п. д. Согласно упомянутым опытам, как и ранее проведенным исследованиям, $\alpha_{opt} = 1,35 \div 1,45$.

Для того чтобы избежать возникновения стуков в двигателе при переходе на работу с повышенной степенью сжатия, обычно увеличивают коэффициент избытка воздуха. Это приводит к значительному повышению экономичности двигателя, так как оба фактора (повышение α и ϵ) действуют в одном направлении. Однако увеличение коэффициента α ограничивается не только увеличением неидентичности циклов, но и пределами воспламеняемости рабочей смеси.

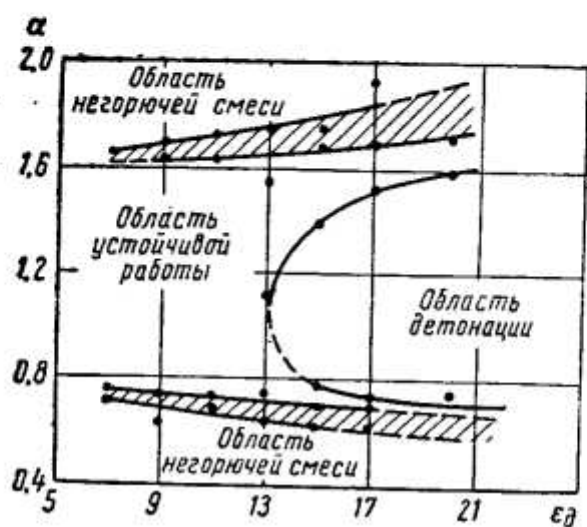
В связи с предполагаемым переводом СПГГ на природный газ важно было выяснить влияние степени сжатия на концентрационные пределы воспламенения рабочих смесей газа с воздухом. Эти пределы были выявлены для степени сжатия от 7 до 20 при постоянных числах оборотов и температуре рабочей смеси за смесителем ($n = 900$ об/мин, $t_{sc} = 30^\circ\text{C}$). Угол опережения зажигания также оставался постоянным $\varphi = 30^\circ$.

Изменение коэффициента избытка воздуха в направлениях верхнего и нижнего пределов воспламенения позволило для каждой степени сжатия определить четыре характерные концентрации газа в смеси с воздухом.

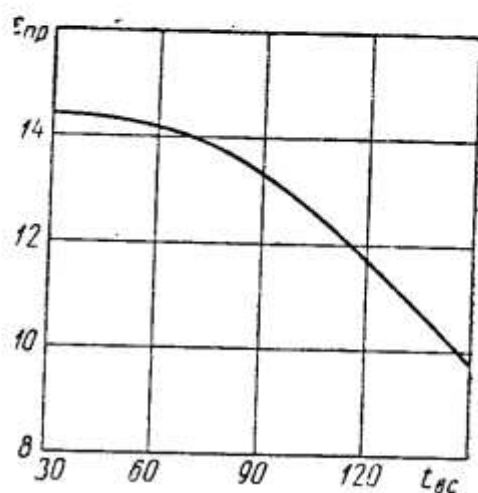


Фиг. 180. Степень неидентичности циклов в зависимости от коэффициента избытка воздуха α и угла опережения зажигания φ ($\epsilon_\partial = 7$).

При увеличении коэффициента α вначале возникают отдельные перебои в воспламенении газоз-воздушной смеси. Основные параметры рабочего процесса оставались при этом постоянными. При дальнейшем увеличении α перебои усиливались, и наступал режим неустойчивой работы, который приводил к остановке двигателя. Концентрации переходили границу области негорючей смеси. То же самое наблюдалось и при минимальных α , т. е. в области высших концентрационных пределов (фиг. 181). При степени сжатия около 13 на область устойчивой работы начинает влиять и детонация. По мере увеличения степени сжатия и приближения рабочей



Фиг. 181. Пределы концентрации (α_{\min} и α_{\max}) и границы области детонации в зависимости от степени сжатия ($\varphi = 30^\circ$, $n = 900$ об/мин).



Фиг. 182. Предельно допустимая степень сжатия (по условиям детонации) в зависимости от температуры рабочей смеси ($\alpha \approx 1$, $\varphi = 30^\circ$).

смеси к стехиометрическому составу влияние детонации усиливалось. При повышении α до 1,3—1,5 нормальный рабочий процесс двигателя мог быть обеспечен при степени сжатия порядка 13—15 и выше.

На пределы концентрации газа большое влияние оказывают факторы, воздействующие на скорость горения смеси. Основными из этих факторов (помимо влияния отдельных компонентов газа) являются температура и давление горючей смеси. Этим в основном и объясняется влияние степени сжатия на величину предельного коэффициента избытка воздуха. Опыты показали, что при увеличении степени сжатия с 7 до 20 α_{\max} изменяется от 1,65 до 1,92, а α_{\min} — от 0,71 до 0,59 (фиг. 181).

Рабочий процесс двигателя СПГГ характеризуется сравнительно высокими начальными давлением и температурой воздуха. Очевидно, температура рабочей смеси перед двигателем должна влиять на величину предельной степени сжатия, соответствующей началу детонационного сгорания.

На фиг. 182 приведена зависимость предельно допустимой (по условиям детонации) степени сжатия от температуры газоз-воздуш-

ной смеси перед двигателем. Как видно из приведенного графика, при повышении температуры рабочей смеси от 30 до 150°C предельная степень сжатия снижается с 14,5 до 9,5. При этом снижение степени сжатия по мере повышения температуры несколько усиливается. Значение ϵ_{np} достигает 1 (отсутствие сжатия) при равенстве начальной температуры и температуры воспламенения смеси данного состава.

Расчет показывает, что предельная степень сжатия изменяется согласно следующему приближенному уравнению:

$$\epsilon_{np} = \left(\frac{T_c}{T_{вс}} \right)^{\frac{1}{n_1 - 1}},$$

где T_c — постоянная температура в конце сжатия, соответствующая началу появления стуков и зависящая от состава смеси;

$T_{вс}$ — температура на всасывании;

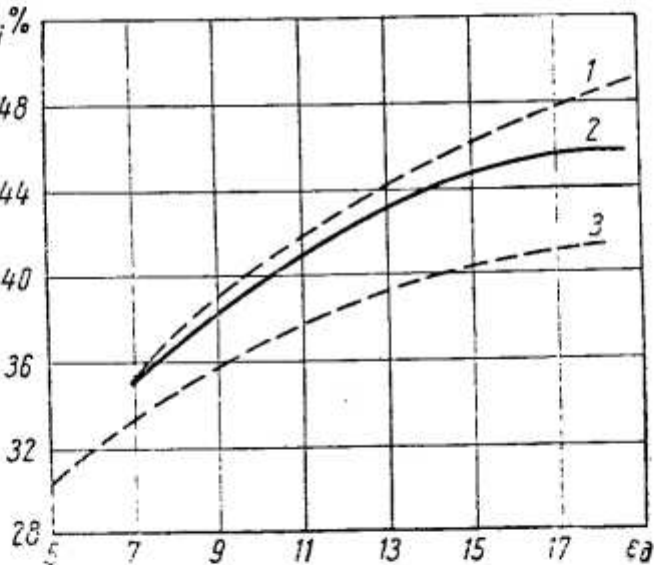
n_1 — показатель политропы сжатия, зависящий от температуры рабочей смеси; n_1 несколько увеличивается при уменьшении температуры смеси.

На основании опытных данных установлена зависимость индикаторного к. п. д. от степени сжатия и коэффициента избытка воздуха.

Сравнительные расчеты различных принципиальных схем компрессорных установок с СПГГ, приведенные в настоящей главе, выполнены на основании этих экспериментальных данных. Следует отметить, что для двигателей с другими размерами, чем у двигателя ИТ9-2, абсолютные значения указанных параметров могут отличаться от приведенных.

На фиг. 183 приведены кривые $\eta_i = f(\epsilon)$ для саратовского газа при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1 \div 1,05$ и $\alpha = 1,4$ (кривые 2 и 3). Для сравнения приведена аналогичная зависимость для четырехтактных дизелей (кривая 1). Как видно из графика, влияние коэффициента α на экономичность газового двигателя достаточно велико.

Обработка кривых $\eta_i = f(\epsilon)$ показывает, что характер изменения экономичности двигателя зависит также от степени сжатия. Так, например (в случае $\alpha \approx 1$), при увеличении степени сжатия от 5 до 7 индикаторный к. п. д. повышается на 2,6%, при увеличе-



Фиг. 183. Зависимость $\eta_i = f(\epsilon)$:
1 — четырехтактные дизели; 2 — ИТ9-2, работающий на природном газе ($\alpha = 1,4$, $\epsilon = 30^\circ$);
3 — то же ($\alpha = 1 \div 1,05$).

нии степени сжатия от 7 до 9 — на 2,2% и т. д. С увеличением степени сжатия отношение $\frac{\Delta \eta_i}{\Delta \varepsilon}$ постепенно уменьшается, причем особенно заметное уменьшение наблюдается при $\varepsilon > 13 \div 14$.

Следует отметить, что полученная граница зоны детонации является лишь началом нарушения нормального рабочего процесса двигателя. Этим и объясняются положительные значения $\Delta \eta_i$ даже при степени сжатия, соответствующей отмеченной зоне.

Из кривых фиг. 183 видно, что коэффициент $\alpha = 1,4$ обеспечивает достаточно высокую экономичность двигателя, практически мало отличающуюся от экономичности дизеля (конечно, при одинаковой степени сжатия). Поэтому сравнительные расчеты различных схем компрессорных установок, работающих на природном газе, выполнены в дальнейшем при $\alpha = 1,4$.

Сопоставление полученных данных приводит к выводу, что пределом эффективного повышения степени сжатия для двигателей, работающих на природном газе, является $\varepsilon = 13 \div 14$, так как при этом достигается наибольшая литровая мощность, а динамические параметры (максимальное давление цикла p_{\max} , скорость повышения давления $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$) не превышают допустимых значений. Кроме того, при степени сжатия выше 13 темп приращения индикаторного к. п. д. $\left(\frac{\Delta \eta_i}{\Delta \varepsilon}\right)$ значительно снижается и не может компенсировать соответствующего падения механического к. п. д. При возникновении же стуков нормальная работа двигателя становится вообще невозможной, так как при этом повышаются тепловые и механические напряжения.

Вместе с тем испытания подтвердили, что природный газ может быть эффективно использован в двигателях внутреннего сгорания с электрическим зажиганием в достаточно широком диапазоне изменения степеней сжатия.

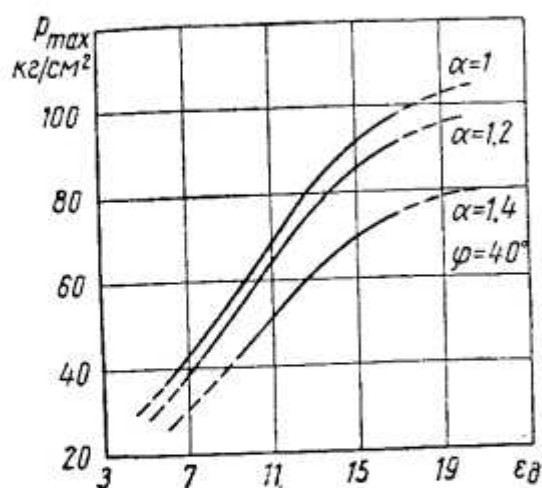
Максимальная литровая мощность, полученная на природном газе при $\varepsilon = 13$, равная 9,6 л. с./л ($N_i = 6,26$ л. с.), не уступает литровой мощности современных быстроходных автомобильных двигателей, близких по размерности к двигателю ИТ9-2 (табл. 52).

Для оценки моторных качеств природного газа представляют интерес данные, полученные в результате обработки индикаторных диаграмм.

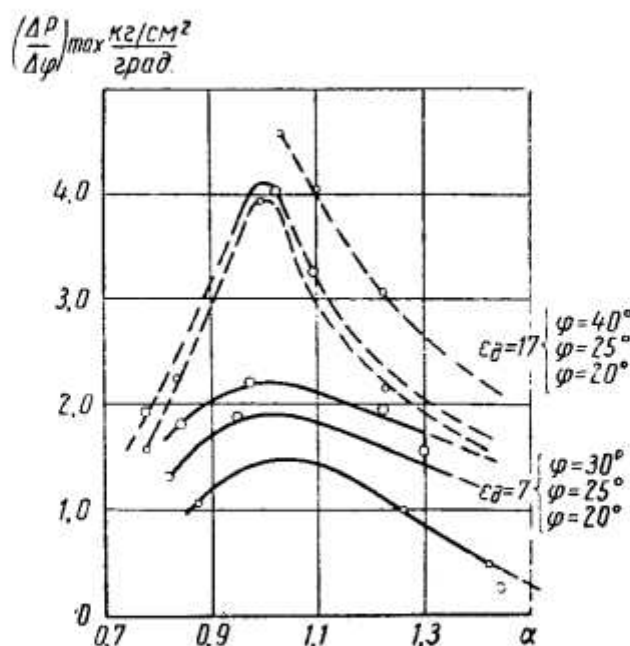
Таблица 52

Двигатель	n в об/мин	c_m в л/сек	ε	N_i в л.с./л	N'_i , приведенная к $n = 900$ об/мин
ИТ9-2	900	3,45	13	9,6	9,60
ЗИС-110	3600	14,2	6,85	27,5	6,87
Кадиллак-75	4150	12,7	8,25	45,5	9,87

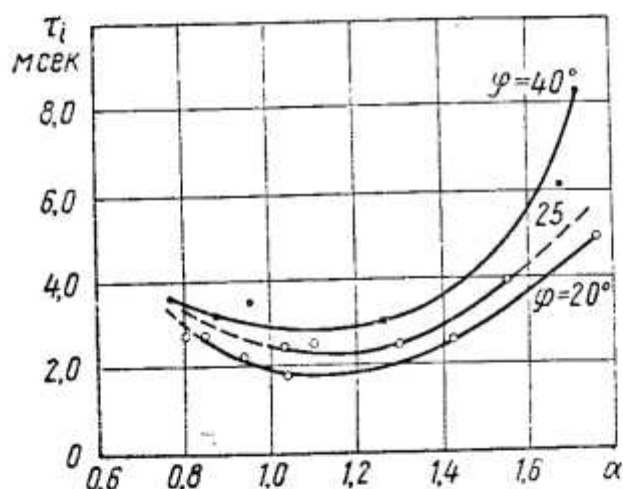
На фиг. 184 приведено максимальное давление сгорания p_{max} в зависимости от степени сжатия и коэффициента избытка воздуха при постоянном угле опережения зажигания ($\varphi = 40^\circ$). Из графиков



Фиг. 184. Максимальное давление сгорания p_{max} в зависимости от степени сжатия и коэффициента избытка воздуха ($\varphi = 40^\circ$).



Фиг. 185. Жесткость работы двигателя $(\frac{\Delta p}{\Delta \varphi})_{max}$ в зависимости от коэффициента избытка воздуха и опережения зажигания (при $\epsilon_v = 7$ и $\epsilon_v = 17$).



Фиг. 186. Время задержки воспламенения τ_i в зависимости от коэффициента избытка воздуха и угла опережения зажигания ($\epsilon_v = 13$).

$p_{max} = f(\epsilon, \alpha)$ видно, что особенно резкое увеличение максимального давления цикла наблюдается до $\epsilon = 13$. Дальнейший рост p_{max} несколько замедляется.

Жесткость работы двигателя, характеризуемая отношением $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ $\text{кг/см}^2 \text{град}$, показана на фиг. 185. Полученные значения $\frac{\Delta p}{\Delta \varphi}$ не выходят за пределы допу-

стимых в современной практике (за исключением детонационных режимов).

Параметр жесткости растет с приближением к стехиометрическому составу смеси, а также с увеличением степени сжатия и угла опережения зажигания.

Зависимость индукционного периода воспламенения от коэффициента избытка воздуха и угла опережения зажигания φ при $\epsilon = 13$ показана на фиг. 186. С уменьшением φ давление и температура смеси в момент воспламенения увеличиваются, что и вызывает сни-

жение $\tau_{инд}$. Влияние угла φ при больших α сказывается сильнее, чем в области богатых смесей. Поэтому семейство кривых $\tau_{инд} = f(\alpha, \varphi)$ представляет собой как бы пучок кривых, расходящихся из точки, соответствующей верхнему пределу воспламенения. При $\alpha = 1$ величина времени задержки воспламенения колеблется в зависимости от угла опережения зажигания в пределах 2—3 мсек.

Приведенные опытные данные дают представление о параметрах, которые следует ожидать при использовании природного газа в качестве топлива в двигателях высокого сжатия. Эти данные, конечно, должны быть уточнены непосредственно на СПГГ. Однако полученные зависимости дают возможность оценить в первом приближении эффективность применения природного газа в комбинированных установках с СПГГ.

§ 26. КОМПРЕССОРНЫЕ КОМБИНИРОВАННЫЕ УСТАНОВКИ С СПГГ, РАБОТАЮЩИМИ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

Создание компрессорных установок с СПГГ, работающих на природном газе, представляет большой практический интерес.

Ряд особенностей, свойственных СПГГ, могут облегчить его перевод на газ. Так, например, потери газа, неизбежные в двухтактном двигателе с прямоточной продувкой и внешним смесеобразованием, могут быть значительно уменьшены с помощью камеры дожигания, расположенной перед газовой турбиной. Возможность столь простого решения проблемы эффективного сжигания газообразного топлива по двухтактному циклу возникает благодаря специфике рабочего процесса комбинированной установки.

Компрессорные установки с СПГГ могут быть построены по различным принципиальным схемам. Рассмотрим некоторые из них.

Для всех расчетов, результаты которых приведены ниже, приняты общие исходные данные.

Зависимость индикаторного к. п. д. от степени сжатия принята согласно кривой 2 (см. фиг. 183); механический к. п. д. двигателя $\eta_m = 0,9$; относительные эффективные к. п. д. турбины и компрессора $\eta_t = \eta_k = 0,85$; температура окружающего воздуха 15°C . Часть расчетов выполнена в двух вариантах: при условии постоянства давления в конце сжатия в двигателе $p_c = 100 \text{ ата}$, что соответствует общей степени сжатия $\epsilon_0 = 29,8$, и при условии постоянной степени сжатия двигателя ϵ_d . Для каждой схемы выполнен ряд расчетов при различных значениях давления сжатия в компрессоре p_c . Следует сразу же отметить, что полученные результаты носят несколько условный характер, так как дают понятие лишь о потенциальных возможностях различных схем. Эти возможности могли бы быть полностью реализованы только в случае обеспечения нормального протекания рабочего процесса при тех параметрах сжатия, которые свойственны СПГГ.

При работе компрессорной установки с СПГГ типа GS-34 или CS-75 смесь продувочных отработавших газов из СПГГ направ-

ляется через промежуточный ресивер в турбину, на валу которой расположен газовый компрессор.

Кривая 3 на фиг. 187 показывает изменение к. п. д. силовой установки в зависимости от давления продувочного воздуха p_k в случае постоянной общей степени сжатия. К. п. д. установки при увеличении p_k от 2 до 6 *ата* меняется от 0,211 до 0,297.

В реальных условиях СПГГ типа GS-34 работает при постоянной степени сжатия двигателя, не зависящей от давления наддува. Кривая 4 иллюстрирует изменение к. п. д. установки в случае постоянной степени сжатия двигателя $\epsilon_d = 7,9$.

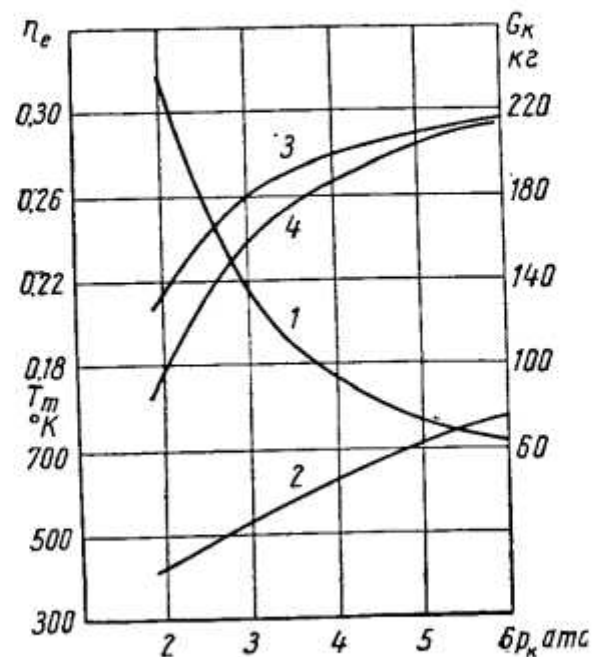
В интервале измерения p_k от 2 до 5 *ата* к. п. д. установки повышается от 17,3 до 28,5% (с учетом к. п. д. газового компрессора $\eta_k = 0,85$).

Однако не следует забывать, что с увеличением p_k начальные параметры в двигателе СПГГ также увеличиваются, а следовательно, растут температуры и давление в конце процесса сжатия.

В табл. 53 приведены начальные параметры процесса сжатия и к. п. д. компрессорной установки, работающей по рассмотренной схеме.

Таблица 53

p_k в <i>ата</i>	ϵ_d	p_a в <i>ата</i>	t_k в °C	η_{k0}
2	13,6	1,73	92	0,173
3	17,6	2,60	147	0,240
4	22,1	3,47	182	0,268
5	26,0	4,34	215	0,285



Фиг. 187. Параметры рабочего процесса комбинированной установки с СПГГ (обычная схема) при работе на природном газе ($\alpha = 1,4$, $\varphi = 2^\circ$) в зависимости от p_k :

- 1 — производительность компрессора G_k ;
2 — температура газа перед турбиной T_2 ;
3 — эффективный к. п. д. установки ($\eta_k = 0,85$) при $\epsilon_d = 29,8$; 4 — то же, в случае $\epsilon_d = 7,90$.

Таблица 54

p_k в <i>ата</i>	Варианты			
	1	2	3	4
2	0,230	0,241	0,241	0,264
3	0,288	0,304	0,288	0,306
4	0,299	0,325	0,317	0,325
5	0,310	0,335	0,330	0,340
6	0,308	0,336	0,338	0,342

Однако согласно опытам пределом эффективного повышения степени сжатия для двигателя, работающего на природном газе с электрическим зажиганием, является $\epsilon = 13 \div 14$. Поэтому может оказаться, что реальное значение к. п. д. установки с СПГГ типа GS-34 составит 17—18%.

Несмотря на высокую экономичность такой комбинированной установки (при работе двигателя СПГГ по циклу дизеля эффективный к. п. д. установки достигает 35—40%), анализ показывает, что ее параметры еще могут быть значительно повышены.

Разделение потока воздуха за компрессором открывает новые возможности повышения эффективности комбинированных установок.

Разделение потоков по параметрам (а именно в этом и заключается смысл разделения потоков) делает установку более гибкой и позволяет осуществить регенеративный подогрев воздуха, невозможный в обычной схеме СПГГ-ГТ.

В табл. 54 приведены к. п. д. компрессорных установок, работающих по схеме ЦНИИ МПС с разделенным потоком воздуха, в зависимости от p_k . Для сравнения даны к. п. д. в случае равенства давлений воздуха в обоих потоках ($p_k = p_p$) и регенеративного подогрева только второго потока, направляемого в воздушную турбину (вариант 1); то же, но с подогревом обоих потоков, причем продувочный воздух нагревается на 150 °С (вариант 2); в случае подогрева обоих потоков и постоянном давлении воздуха во втором потоке $p_p = 2 \text{ ата}$ (вариант 3) и $p_p = 4 \text{ ата}$ (вариант 4).

Разделение воздуха за компрессором может дать, как известно, еще одно преимущество перед установкой, работающей по обычной схеме. Количество воздуха, проходящего через продувочные и выпускные окна СПГГ, при разделении потока резко уменьшается. Поэтому гидравлические сопротивления, оказывающие большое влияние на экономичность СПГГ, также должны снизиться.

Упомянутые выше расчеты выполнены при постоянном относительном сопротивлении системы трубопроводов и цилиндра двигателя, не зависящем от давления в потоках. В расчете принималось, что давление газа перед турбиной равно $p_m = \nu p_{kk}$, где $\nu = 0,8$.

Разделение потока воздуха должно уменьшить гидравлические потери, т. е. повысить коэффициент ν .

Таблица 55

ν	AL_p' в ккал	AL_p'' в ккал	ΣAL_p в ккал	γ_0	$\gamma_{к0}$
0,70	2190	1465	3655	0,345	0,294
0,75	2320	1550	3870	0,365	0,310
0,80	2420	1620	4040	0,382	0,325
0,85	2530	1695	4225	0,398	0,338
0,90	2630	1750	4380	0,414	0,352

В табл. 55 приведены результаты расчетов, иллюстрирующие влияние коэффициента ν на к. п. д. установки, работающей по схеме ЦНИИ МПС в случае подогрева обоих потоков и $p = p_p = 4 \text{ ата}$.

Во второй и третьей графах табл. 55 приведена эффективная работа расширения первого и второго потоков, отнесенная к 1 кг топлива.

Большой интерес представляет комбинированная установка, работающая по так называемой компрессорной схеме. При работе по этой схеме газ и продувочный воздух сжимаются в разных полостях цилиндров компрессоров двойного действия СПГГ. Давление продувки обычно не превышает 1,5—2 *ата*.

При отсутствии специального газового компрессора, приводимого в движение турбиной, к. п. д. такой компрессорной установки будет равен эффективному к. п. д. двигателя за вычетом доли подведенного тепла, затраченного на сжатие продувочного воздуха:

$$\eta_{к0} = \eta_e - \frac{G_0 AL_k}{\eta_k H_u},$$

G_0 — расход воздуха на продувку и зарядку цилиндра двигателя в кг; $G_0 = aL_0\varphi$;

AL_k — удельная адиабатная работа сжатия продувочного воздуха в ккал/кг;

φ — коэффициент продувки (в расчетах принят $\varphi = 2$).

При давлении продувки 1,5 и 2 *ата* и степени сжатия двигателя 9,05 к. п. д. комбинированной установки, работающей по компрессорной схеме, соответственно равен 0,3 и 0,271. При степени сжатия $\epsilon_0 = 7,9$ значения к. п. д. соответственно снижаются до 0,285 и 0,252.

Таким образом, эта схема может быть признана достаточно эффективной.

Однако компрессорная схема может быть значительно улучшена, если функции продувочного насоса передать турбокомпрессору, работающему на выпускных газах двигателя СПГГ. Используя регенеративный подогрев воздуха, поступающего в цилиндр двигателя, можно получить даже некоторый избыток мощности газовой турбины, который может быть использован для служебных нужд компрессорной установки (фиг. 188).

При работе по этой схеме в компрессоре СПГГ сжимается только газ. Так же как и в рассмотренной выше схеме ЦНИИ МПС, продувочные и выпускные патрубки всего блока машины соединены в коллекторы. Продувочный воздух из турбокомпрессора направляется в регенератор и оттуда поступает на продувку и зарядку блока цилиндров.

Необходимое количество транспортируемого газа отводится в регенератор, а затем подается в двигатель.

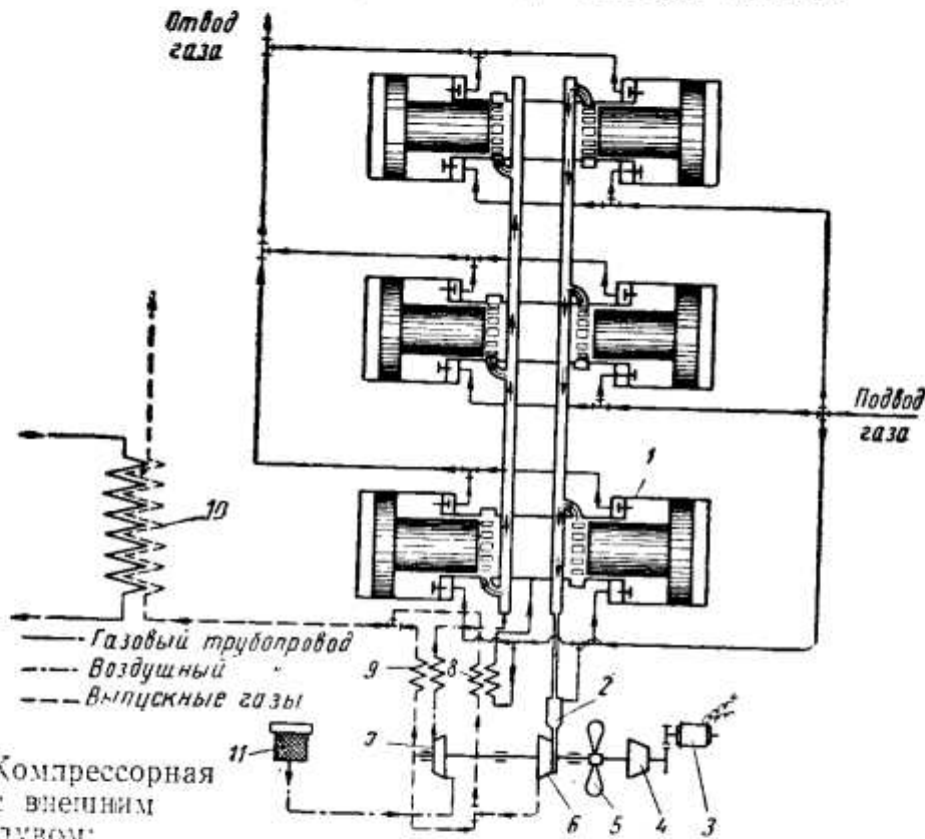
При подогреве газа и воздуха до 150°C и постоянной общей степени сжатия $\epsilon_0 = 29,8$ к. п. д. такой установки при изменении давления p_k в интервале 2—6 *ата* колеблется в пределах от 41 до 33%.

Основные расчетные параметры установки, работающей по компрессорной схеме с внешним турбонаддувом, приведены в табл. 56.

В табл. 56 T'_c — температура газа перед турбиной в °К; ΔL_c — избыток работы газовой турбины, отнесенной к 1 кг топлива; G_c —

p_k в ата	T_c' в °К	G_e в кг	ϵ_0	τ_{i1}	ΔL_e в ккал	$\tau_0 = \tau_{k0}$
2	853	136	17,35	0,458	175	0,412
3	910	77,5	13,35	0,435	485	0,391
4	967	55,5	10,65	0,405	720	0,364
5	1010	44,2	9,05	0,384	886	0,345
6	1049	36,9	7,90	0,365	1010	0,328

количество газа, сжимаемого в компрессоре СПГГ, отнесенное к 1 кг затраченного топлива. К. п. д. установки, работающей по этой схеме, равен эффективному к. п. д. двигателя СПГГ.



Фиг. 188. Компрессорная схема с внешним наддувом:

1 — СПГГ; 2 — дополнительная камера сгорания; 3 — стартер; 4 — водяной насос; 5 — вентилятор; 6 — турбина; 7 — воздушный компрессор; 8 — газовый регенератор; 9 — воздушный регенератор; 10 — котел-утилизатор; 11 — воздушный фильтр.

Однако и в этом случае не следует забывать, что данные табл. 56 иллюстрируют лишь потенциальные возможности рассмотренной схемы, реальные только при условии, что рабочий процесс совершается без детонации.

Если принять, что эффективным пределом степени сжатия является 13—14, то и сравнение различных принципиальных схем комбинированных компрессорных установок следует вести при этой степени сжатия.

Такой расчет выполнен для параметров $p_k = 2$ ата и $\epsilon_0 = 7,9$, которые обеспечивают общую степень сжатия СПГГ $\epsilon_0 = 13,6$ (табл. 57).

Из табл. 57 следует, что и в случае одинаковой для всех схем общей степени сжатия ($\epsilon_0 = 13,6$) наиболее экономичной является установка, работающая по компрессорной схеме с внешним турбонаддувом.

Таблица 57

Схема компрессорной установки	Эффективный к. п. д. силовой установки η_0	К. п. д. компрессорной установки $\eta_{к0}$
ЦНИИ МЭС, $p_k = p_p$, подогрев одного (второго) потока	0,242	0,206
То же, подогрев обоих потоков	0,253	0,215
То же, подогрев обоих потоков, $p_p = 6 \text{ ата}$	0,326	0,277
Обычная с СПГГ GS - 34	0,204	0,173
Компрессорная схема	0,252	0,252
Компрессорная схема с внешним турбонаддувом	0,328	0,328

Приводя расчетные значения к. п. д. установок, полученные для более высоких степеней сжатия, мы уже говорили о потенциальных возможностях рассмотренных принципиальных схем. Эти возможности могли бы быть реализованы при условии сохранения нормального процесса сгорания в двигателе.

Предварительные исследования дают основания считать, что такие условия смогут быть созданы, если отказаться от искрового зажигания и перейти к воспламенению от сжатия предварительно подогретой рабочей смеси. Используя небольшую дополнительную неохлаждаемую камеру сжатия, удавалось получить спокойную бездетонационную работу двигателя при изменении степени сжатия в диапазоне 16—20, не доступном для искрового зажигания.

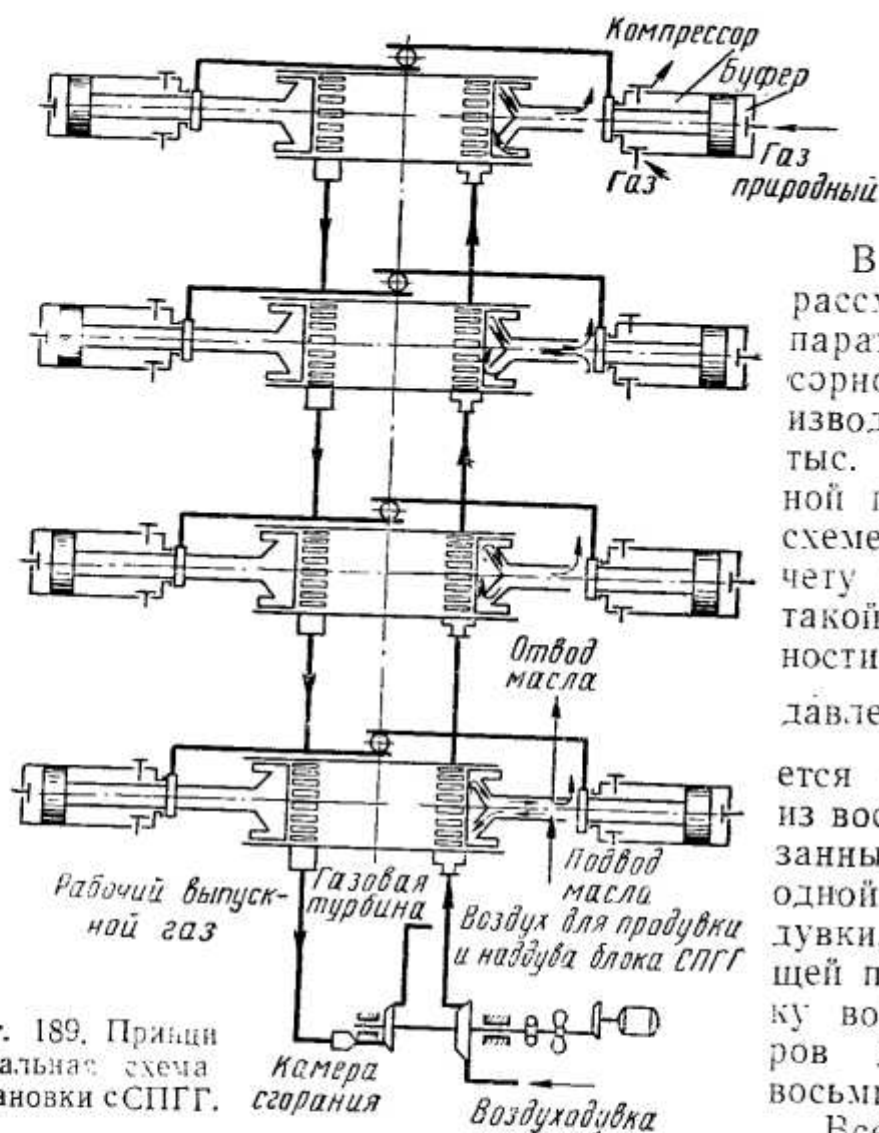
Возможно также применение факельного зажигания, хорошо зарекомендовавшего себя в обычных двигателях.

В свете этих предварительных экспериментов приведенные выше расчеты представляют определенный интерес.

При анализе возможной работы СПГГ на природном газе возникла проблема детонации, ограничивающая повышение экономичности комбинированных силовых установок. При рассмотрении компрессорных схем возникает другая, не менее важная проблема борьбы с утечками газа при одностороннем сжатии его в компрессоре СПГГ. При сжатии газа до 50—60 ата утечки его через кольца могут достигнуть 3% от количества перекачиваемого газа, в то время как расход его в двигателе СПГГ едва достигает 1%. Ясно, что это обстоятельство может свести на-нет весь экономический эффект, получаемый при переходе от обычной газотурбинной установки к комбинированной.

Учитывая, что схема с внешним турбонаддувом является самой экономичной, целесообразно рассмотреть конструктивную схему такой установки, чтобы яснее представить себе некоторые особенности ее работы (фиг. 189).

В предлагаемой принципиальной схеме СПГГ в качестве рабочего тела буфера используется газ; буфер и компрессор размещаются в одном изолированном цилиндре, что исключает потери от утечки газа через кольца.



Фиг. 189. Принципиальная схема установки с СПГГ.

В качестве примера рассмотрим основные параметры компрессорной установки производительностью 200 тыс. м³/ч, выполненной по предлагаемой схеме. Согласно расчету для обеспечения такой производительности при отношении давлений $\frac{55}{25}$ потребуется блок, состоящий из восьми СПГГ, показанных на фиг. 189, и одной турбовоздуходувки, обеспечивающей продувку и зарядку воздухом цилиндров двигателей всех восьми СПГГ.

Все вспомогательные механизмы установки приводятся от газовой турбины воздуходувки.

Для использования возможных утечек газа и кратковременного форсирования установки перед турбиной устанавливается дополнительная камера сгорания.

СПГГ, выполненный по предлагаемой схеме, при диаметре поршня двигателя 375 мм сможет развивать мощность около 800 л. с. Габариты СПГГ при этом равны: длина 3750 мм и условный поперечный размер 750 мм. Производительность каждого СПГГ, входящего в блок, 2500 м³/ч. Мощность турбовоздуходувки составляет 1750 л. с. Вес всей установки около 50 т.

Таким образом, по своим экономическим показателям рассмотренная установка, наряду с другими эффективными схемами, заслуживает серьезного внимания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Брилинг Н. Р. Теория краткоходового двигателя. М., АН СССР, 1957 (Труды лаборатории двигателей, Вып. III).
2. Васильев Б. В. Исследование методов регулирования СПГГ на малых нагрузках (Сборник статей). Л., «Речной транспорт», 1960 (Труды Ленинградского института водного транспорта, Вып. II).
3. Елистратов Ф. М., Колюко В. М. и Томилин М. С. Силовые установки со свободнопоршневыми генераторами газа. М., Судпромгиз, 1959.
4. Иноземцев Н. В. и Кошкин В. К. Процессы сгорания в двигателях. М., Машгиз, 1949.
5. Кошкин В. К. и Левин Б. Р. Двигатели со свободно движущимися поршнями. М., Машгиз, 1954.
6. Кошкин В. К., Левин Б. Р., Кутырин И. Н. и др. Двигатели со свободно движущимися поршнями в теплосиловых установках. М., Машгиз, 1957.
7. Крекс Л. И. Исследование работы свободнопоршневого дизель-компрессора.— «Энергомашиностроение», 1957, № 6; 1958, № 3 и 10; 1959, № 8.
8. Крекс Л. И. Особенности кинематики и динамики свободнопоршневого двигателя.— «Вестник машиностроения», 1957, № 8.
9. Орлин А. С., Вырубов Д. Н., Калиш Г. Г. и др. Двигатели внутреннего сгорания. Т. 1. М., Машгиз, 1957.
10. Лонткевич Е. Е. Разделенный двигатель внутреннего сгорания. Изд. ред.-изд. отдела Юговостбюро ВЦСПС, Ростов-на-Дону, 1924.
11. Майзель Л. М. и Черномордик Б. М. Техничко-экономические характеристики свободнопоршневых генераторов газа.— «Вестник машиностроения», 1959, № 12.
12. Майзель Л. М. и Черномордик Б. М. Комбинированные установки с СПГГ с разделенными потоками воздуха.— «Энергомашиностроение», 1960, № 3.
13. Белоконов Н. И. Газотурбинные локомотивы.— «Железнодорожный транспорт», 1955, № 4.
14. Князев Н. Н. Судовые газотурбинные установки со свободнопоршневыми генераторами газа. Л., «Морской транспорт», 1959.
15. Погодин С. П. Теория и расчет безвального мотогенератора. 1959.
16. Шелест П. А. Безвальные генераторы газов. М., Машгиз, 1960.
17. ABE.. to Build Free — Piston Engine Power Units.— «Gas and Oil Power», 1956, April, June, July.
18. London A. L. Free — Piston and Turbine Compound Engine-Status of the Development.— «SAE Transactions». 1954, v. 62 [p. 462].
19. London A. L. The Free — Piston — and — Turbine Compound Engine. A cycle analysis.— «Transactions of the ASME», 1955, v. 77, № 2, February.
20. Petlow — Pover portable Generating set.— «The Oil Engine and Gas Turbine», 1954, May, October, December; 1955, January; 1956, March, April, May, June.
21. Picard F. L. An Experimental Turbo — Diesel Locomotive.— «Gas and Oil Power», 1955, № 0607, v. L. [p. 329].
22. Siemens H. Zur Methodik der Berechnung von Freiflugkolben — Motor — Verdichtern und — Treibgas erzeugern. Wissenschaftliche Zeitschrift. Der Technischen Hochschule Dresden, 1954—1955, № 2 [S. 339—358].

23. Vallin E. L'Utilisation des Générateurs à pistons libres pour l'alimentation des turbines a gaz dans les centrales e'lectriques.—«Revue générale de Mécanique» 1957, № 98, Mars.
24. GMR4—4 Hyprex Free — Piston turbine.—«SAE Journal», 1956, June, July, August.
25. GM'S New Free Piston Engine.—«Chiltons Motor AGE», 1956, June.
26. Large free — piston gas — generator installation.—«The Motor Skip», 1956, July.
27. Beale M. A., Watson B. A. Free — Piston gas generators and their applications.—«Diesel Engineers and User's Association», 1956, May.
28. Free — piston — gasturbines for ships.—«The Oil Engine and Gas Turbine», 1957, January.
29. Scanlan J. A. and Jennings B. H. Free — Piston. Engines and Compressors (Bibliography).—«Mechanical Engineering», 1957, April.
30. Free Piston 2-cycle supercharged single cylinder gas generator GS-34. Diesel and Gas Engine Catalog. W. Wadman — editir, Snitial. Mailing, 1960, May.
31. Chambodai P. Turbines a Gas Utilisation dans les groupes de pointe. Conférence Mondiall. de L'Energie, 1958, paper 17 B⁴/₄.
32. Chatterton E. The diesel engine in association with the gas turbine.—«Proc. Instn. Mech. Engrs.», 1960, 174, № 10.
33. Brunner G. Freicolben — Gasturbine.—«VDI — Nachr.», 1960, 14, № 23, 9—10.
34. Jackson S. B. Free — Piston gas turbine daught —«The Engineering», 1959, vol. 208, № 5418.
35. Horgen H. et Szereszewski P. Amelioration du rendement des centrales thermiques pour l'application du cycle mixte gaz — vapeur avec générateurs à piston libres. World Power Conference. 1958, B⁴/₃ (France).
36. Lefevre J. Les générateurs de gaz à pistons libres.—«Usine Nouvelle», 1958.
37. Fujio Nagao and Yoshiro Otsuka. The Performance of Free Piston Gas Generator. Techn. Repts. Engng. Res. Inst. Kyoto Univ., 1958, 8, № 3.
38. «The Oil Engine and Gas Turbine», 1958, vol. XXV, № 233.
39. «The Engineer», 1960, 29/VIII, v. 210, № 5453.
40. Free — Piston machinery in a trawler.—«Gas and Oil Power», 1958, May, № 639.
41. Appliazioni navoli della turbina a gaz «Nerli Nerlo Calore». 1960, 31, № 3, 129—142.
42. Free — Piston car engine development.—«Mechanical World», 1958, June, vol. 138, № 3467.
43. Now a free — piston turbine tractor.—«The Oil Engine and Gas Turbine», 1957, May, vol. XXV, № 285.
44. Industrial free — piston gasifiers in production.—«Gas and Oil Power», 1958, 53, № 642.
45. Reichspatentamt, Patentschrift, № 694451, Klasse 46f, Gruppe 7₀₁, R. P. Pescara, 1940.
46. Johnson J. A. and Eustis R. H. An Analysis of Helicopter Propulsion Systems.—«Trans. ASME», 1951, vol. 73, № 5, 519—527.
47. Deutsches Patentamt, Patentschrift, № 961583, Klasse 46 g., Gruppe 2₀₁, Internat. Klasse F₀₂, P. Schmidt, 1956.
48. Sas Journal, vol. 65, № 3, February, 1957, p. 52.
49. Railway Age, 141, 16, 20, 1956.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Газотурбинные установки со свободнопоршневыми генераторами газа	5
§ 1. Преимущества и недостатки газотурбинных установок со свободнопоршневыми генераторами газа	5
§ 2. Области применения газотурбинных установок с СПГГ	10
Глава II. Исследование идеального цикла и принципиальных схем СПГГ	40
§ 3. Исследование идеального цикла комбинированной установки	40
§ 4. Взаимосвязь между основными параметрами	46
§ 5. Сравнение принципиальных схем	49
Глава III. Основные особенности рабочего процесса СПГГ	75
§ 6. Рабочий процесс и динамика поршней	75
§ 7. Удельный расход воздуха	85
§ 8. Влияние индикаторного к.п.д. дизеля СПГГ на экономичность теплосиловой установки	88
§ 9. Особенности теплового баланса	92
§ 10. Влияние конструктивных параметров	95
Глава IV. Техничко-экономические характеристики и расчет рабочего процесса СПГГ	108
§ 11. Техничко-экономические характеристики и анализ рабочего процесса СПГГ GS-34	108
§ 12. Отношение параметров геометрически подобных СПГГ	126
§ 13. Расчет рабочего процесса СПГГ	130
§ 14. Примерный расчет СПГГ на номинальной нагрузке	137
§ 15. Расчет СПГГ на частичной нагрузке	149
Глава V. Регулирование газотурбинных установок с СПГГ	154
§ 16. Основные элементы регулирования СПГГ	154
§ 17. Особенности регулирования СПГГ при переменном ходе блока поршней	161
§ 18. Способы расширения пределов регулирования СПГГ	167
§ 19. Работа СПГГ на внешней характеристике и стабилизатор степени сжатия дизеля	176
Глава VI. Механические и свободнопоршневые генераторы газа	185
§ 20. Сравнение механических и свободнопоршневых генераторов газа	185
§ 21. Локомотивы Рено и Геттаверкен с силовыми установками с СПГГ и МГГ	193
Глава VII. Основные данные, конструкция и характеристики СПГГ	197

§ 22. Принципиальные и конструктивные схемы генераторов газа . . .	197
§ 23. Конструкции СПГГ	206
§ 24. Конструктивные особенности основных узлов СПГГ	226
Глава VIII. Использование природного газа в СПГГ	275
§ 25. Природный газ как топливо для двигателей высокого сжатия	275
§ 26. Компрессорные комбинированные установки с СПГГ, работающими на природном газе	282
Литература	289



Технический редактор *Г. В. Смирнова.*

Корректор *З. М. Пивоварова*

Сдано в производство 9 II 1963 г. Подписано к печати 4/VII 1963 г. Т-08097

Тираж 3000 экз. Печ. л. 18,25

Бум. л. 9,13 Цена 1 р. 03 к.

Типография Металлургиздата, Москва, Цветной бульвар, д. 30