

625.21  
H 632

И. И. НИКОЛАЕВ

ЧИТ. ЗАЛ  
ГПНТБ ССР

# ГАЗОТУРБОВОЗЫ

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ

• 1955 •



На дом не выдается

И. И. НИКОЛАЕВ  
Член-корреспондент Академии наук СССР

ЧИТ. ЗАЛ  
ГПНТБ СССР

# ГАЗОТУРБОВОЗЫ

В ВТИ  
Научно-техническая  
Библиотека  
Минтрансаш



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО

Москва 1955

1956

В брошюре кратко описаны характеристики и конструкции нового типа локомотивов-газотурбовозов.

Брошюра предназначена для инженерно-технических работников.

Редактор доц. А. Б. ДОМБРОВСКИЙ

ГОС. ПУБЛИЧНАЯ  
ИНЖ.-ТЕХНИЧЕСКАЯ  
БИБЛИОТЕКА СССР

1683/30  
59

## СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение . . . . .	3
1. Принцип работы газовой турбины . . . . .	11
2. Термодинамические циклы газовых турбин со сгоранием топлива при постоянном давлении . . . . .	11
3. Анализ работы газовых турбин с разомкнутым циклом . . . . .	15
4. Применение газовых турбин на локомотивах . . . . .	24
5. Устройство газотурбовозов различных типов . . . . .	25
6. Газотурбовоз на пылеугольном топливе . . . . .	55
7. Особенности эксплуатации газотурбовозов . . . . .	59
Заключение . . . . .	62

11  
18443

Иван Иванович Николаев  
Газотурбовозы

Обложка художника А. М. Азерского

Технический редактор Г. П. Верина

Корректор А. И. Левина

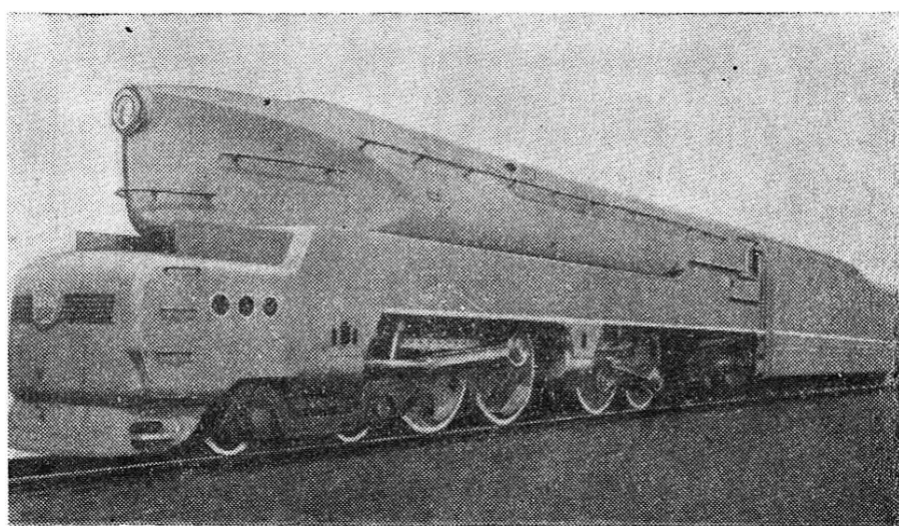
Сдано в набор 17/III 1955 г. Подписано к печати 23/IV 1955 г.  
Формат бумаги 60×92<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Печатных листов 4, бум. листов 2, учётно-изд. листов 4,07.  
Тираж 3000 Т02683 ЖДИЗ 14666 Заказ тип. 1538 Цена 2 р. 5 к.  
ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ, Москва, Басманный туп., 6а

1-я типография Трансжелдориздата МПС. Москва, Б. Переяславская, 46.

## ВВЕДЕНИЕ

Перевозки, осуществляемые в настоящее время на железнодорожном транспорте СССР, выполняются паровозами, тепловозами и электровозами.

Паровоз имеет очень низкий коэффициент полезного действия (обычно не более 6—7%) и при движении, особенно с большими скоростями, оказывает сильное динамическое воздействие на путь.



Фиг. 1. Скоростной паровоз типа 2-2-2-2 с четырьмя цилиндрами в одной жёсткой раме

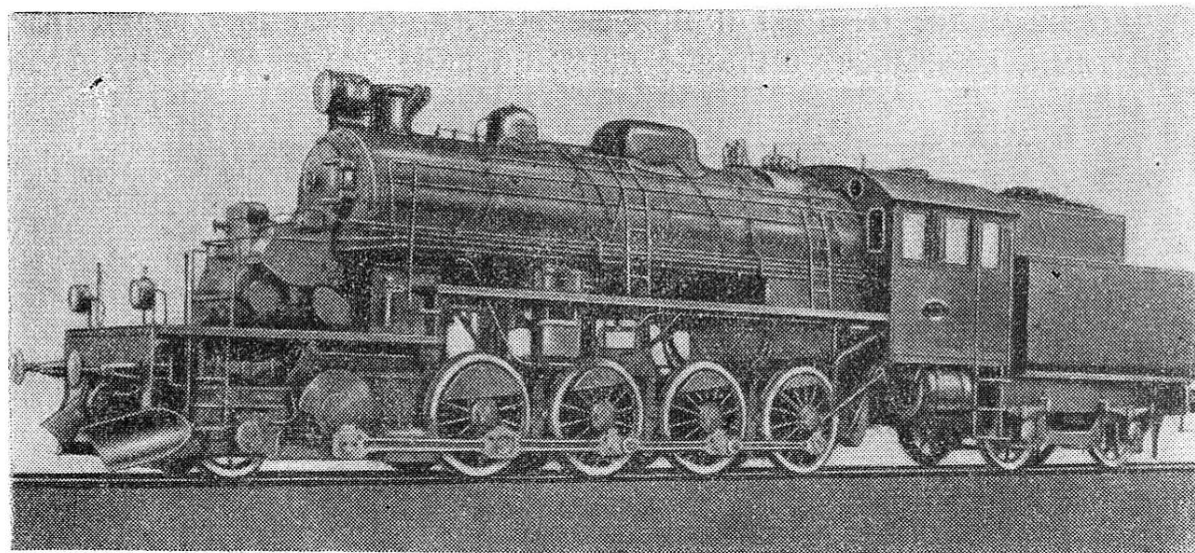
Тепловоз и электровоз, имеющие коэффициент полезного действия значительно выше, чем паровоз, оказывают наименьшее динамическое воздействие на путь.

Чтобы повысить экономичность паровоза, в его конструкцию вносятся различные теплотехнические усовершенствования, позволяющие осуществить подогрев воды и воздуха, повысить давление пара и температуру его перегрева. Опыт показывает, что даже комплексное осуществление теплотехнической модернизации не позволяет повысить коэффициент полезного действия паровоза выше 9—10%.

Уменьшение динамического воздействия паровозов на путь достигается за счёт снижения веса поступательно движущихся масс паровой машины. Эта задача решается применением легированных сталей для деталей движущего механизма и созданием паровозов с четырьмя паровыми цилиндрами — пассажирских типов 2-2-2-2 (фиг. 1) и 3-2-2-3 (с одной рамой) и грузовых сочленён-

ных типа 1-4+4-2 (с двумя рамами). При таких типах паровозов стало возможным уменьшить диаметр паровых цилиндров, что в свою очередь и позволило сократить вес поступательно движущихся деталей, так как передаваемые ими усилия стали меньше, чем у паровозов такой же мощности, но с двумя паровыми цилиндрами.

Уместно отметить, что первый сочленённый паровоз типа 0-3+3-0 был создан русскими инженерами на Коломенском заводе в 1899 г. После ознакомления с работой этого локомотива был построен (в 1906 г.) сочленённый паровоз американскими инженерами. В дальнейшем в США были построены опытные пассажирские паровозы с четырьмя паровыми цилиндрами типов 2-2-2-2 (см. фиг. 1) и 3-2-2-3.



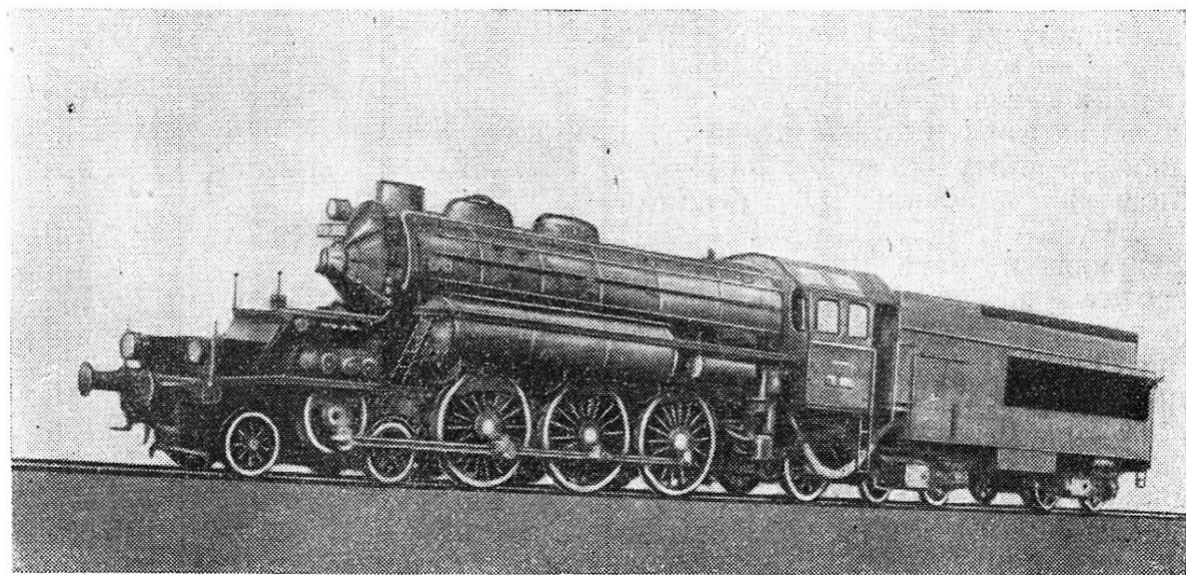
Фиг. 2. Паротурбовоз системы Юнгстрема (Швеция)

При испытаниях эти локомотивы (краткая характеристика их дана в табл. 1) показали хорошие результаты, однако они не решили вопроса о повышении экономичности.

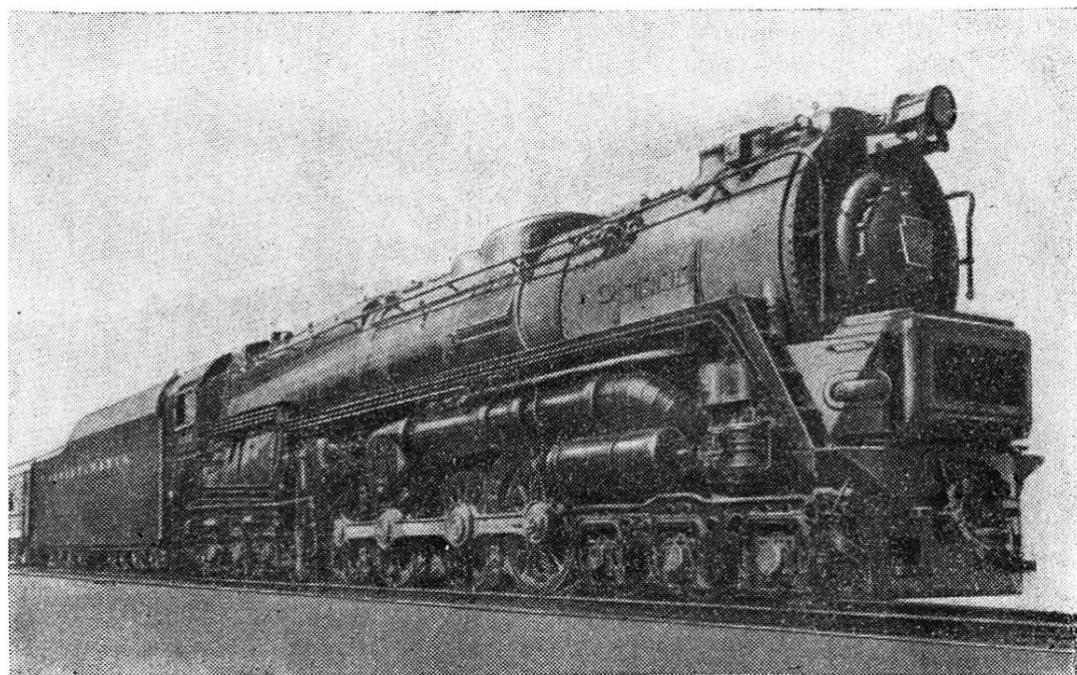
Т а б л и ц а 1

Основные показатели	Тип паровоза	
	2-2-2-2	3-2-2-3
Вес паровоза с тендером в <i>т</i> . . . . .	422	475
Вес паровоза без тендера в <i>т</i> . . . . .	227	272
Сцепной вес в <i>т</i> . . . . .	120	127
Число, диаметр цилиндров и ход поршня в <i>мм</i>	4×500×600	4×500×660
Давление пара в котле в <i>ати</i> . . . . .	21	21
Диаметр движущих колёс в <i>мм</i> . . . . .	2 030	2 134
Парораспределение . . . . .	Клапанное	—
Максимальная сила тяги в <i>кг</i> . . . . .	30 000	32 600
Площадь колосниковой решётки в <i>м²</i> . . . . .	8,55	12,25
Испаряющая поверхность нагрева в <i>м²</i> . . . . .	400	525
Поверхность нагрева пароперегревателя в <i>м²</i> . . . . .	150	193
Запас воды в <i>т</i> . . . . .	72	90
» топлива в <i>т</i> . . . . .	36	24

Поэтому в различных странах были построены принципиально новые локомотивы, у которых паровая машина заменена паровой турбиной. Эти локомотивы получили название паротурбовозов.



Фиг. 3. Паротурбовоз завода Круппа (Германия)

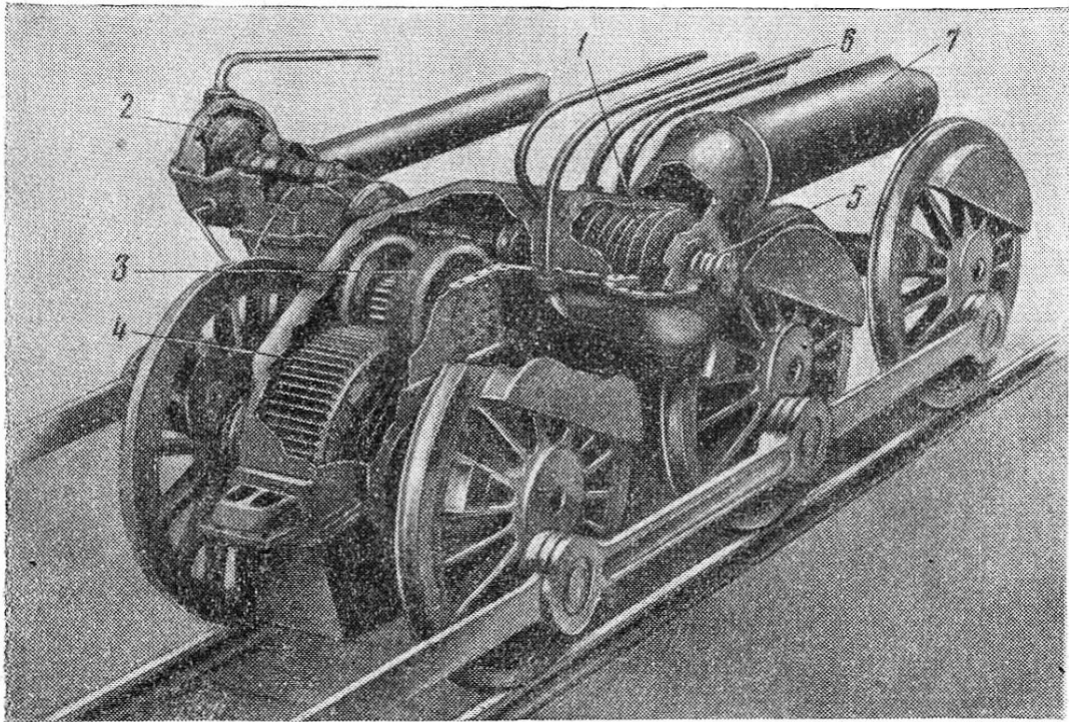


Фиг. 4. Паротурбовоз завода Балдвина постройки 1944 г. (США)

Характеристики паротурбовозов типа 1-4-0 системы Юнгстрема (фиг. 2), построенных в Швеции, типа 2-3-1 (Целли, Круппа и Маффей) — в Германии (фиг. 3) и типа 3-4-3 — в США (Балдвина) (фиг. 4) приведены в табл. 2.

Таблица 2

Основные показатели	Тип паротурбовоза		
	3-4-3 (США)	2-3-1 (Германия)	1-4-0 (Швеция)
Вес паротурбовоза с тендером в <i>т</i>	418	172	117,5
» » без тендера в <i>т</i>	267	104	83
Сцепной вес в <i>т</i> . . . . .	117	—	72
Давление пара в котле в <i>ати</i> . . .	21,8	22	13
Диаметр движущих колёс в <i>мм</i> . .	1 727	1 750	1 350
Площадь колосниковой решётки в <i>м²</i> . . . . .	11,15	3,5	3,0
Испаряющая поверхность нагрева котла в <i>м²</i> . . . . .	464	160	150
Поверхность нагрева пароперегре- вателя в <i>м²</i> . . . . .	186	51	100
Запас воды в <i>м³</i> . . . . .	73	4,3	15
Запас топлива в <i>т</i> . . . . .	38,5	6	5
Касательная сила тяги в <i>кг</i> . . .	29 500	11 000	18 000
Мощность турбины в <i>л. с.</i> . . . .	6 900	2 600	—
Число оборотов в мин. . . . .	9 000	—	10 000
Тип передачи . . . . .	Механическая (редуктор)		
Цикл работы турбины . . . . .	Без конден- сатора	С конден- сатором	Без конден- сатора



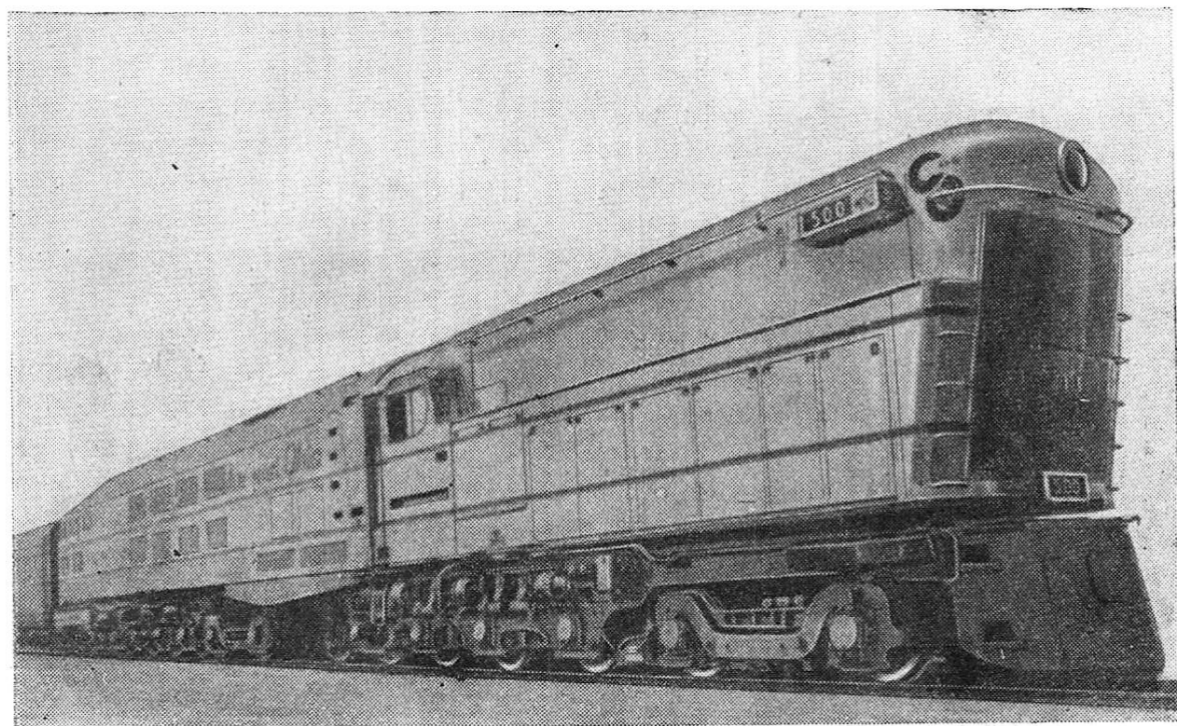
Фиг. 5. Паротурбинная установка с редуктором паротурбовоза завода Балдвина:

1 — турбина переднего хода; 2 — турбина заднего хода; 3 — зубчатая передача; 4 — ведущая шестерня; 5 — вал турбины; 6 — пароподводящие трубы; 7 — паропроводящая труба

Передача усилия от турбин 1 или 2 (фиг. 5) к движущим осям в перечисленных выше паротурбовозах осуществляется при помощи

зубчатого редуктора, в котором по условиям эксплуатации локомотива на переменном профиле пути требуется большое количество ступеней (пар зубчатых колёс). Для создания более гибкого управления локомотивом передача усилия от турбины к движущим осям была осуществлена с помощью электрической передачи. Получился новый вид локомотива — паротурбовоз с электрической передачей (фиг. 6).

Этот локомотив типа 2-4+2-4-2 с восемью движущими осями обладает большим весом, сложным оборудованием (фиг. 7) и может совершать пробеги около 1 000 км без набора топлива.



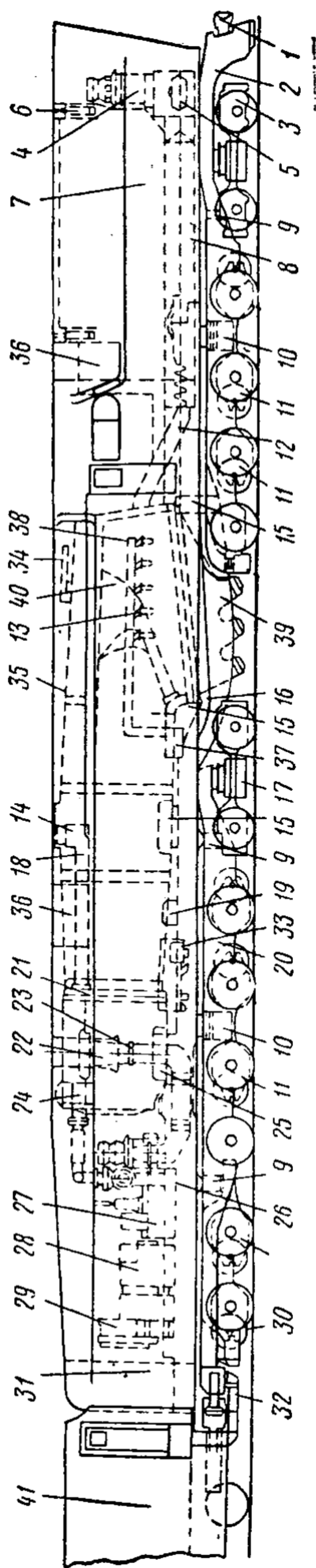
Фиг. 6. Паротурбовоз с электрической передачей

Внешний вид силовой установки (паровая турбина, редуктор и генератор) паротурбовоза показан на фиг. 8.

Угольный бункер (тендер) расположен впереди локомотива, а тендер для воды — сзади. Топка котла расположена непосредственно за угольным бункером (локомотив работает трубой назад).

Некоторые конструктивные размеры и характеристики этого локомотива следующие:

Сила тяги при трогании с места . . . . .	44 450 кг
Сила тяги продолжительная . . . . .	21 770 »
Скорость при продолжительной силе тяги . . . . .	64 км/час
Максимальная скорость . . . . .	160 »
Мощность турбины . . . . .	6 000 л. с.
Число оборотов турбины . . . . .	6 000 об/мин.
Число оборотов генератора . . . . .	1 000 »
Число оборотов тяговых моторов при скорости 160 км/час . . . . .	720 »

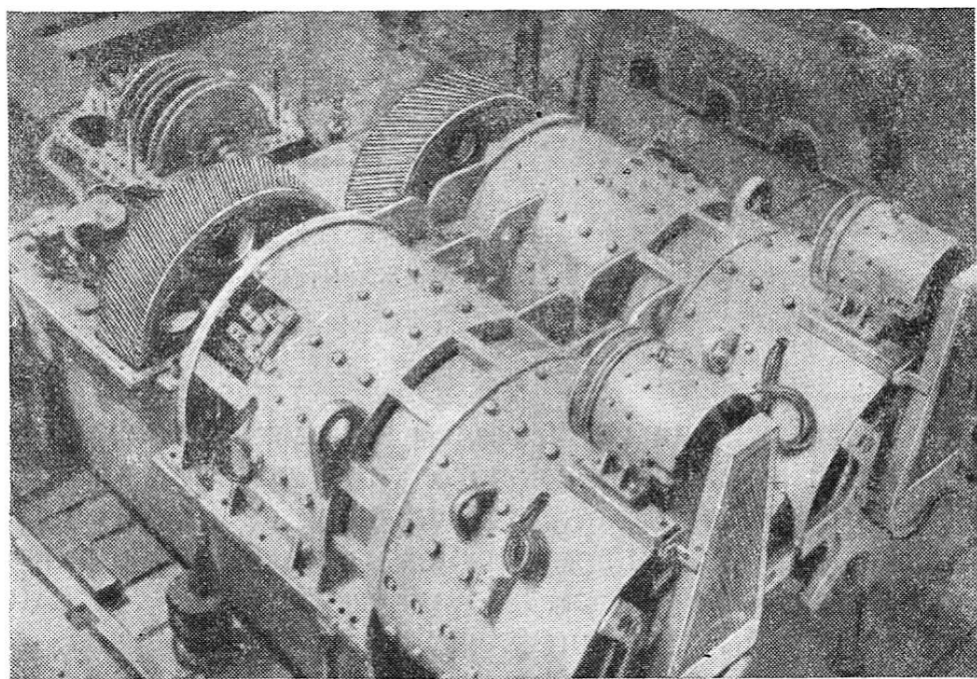


Фиг. 7. Схема расположения оборудования паротурбовоза с электрической передачей:

1 — автосцепка; 2 — главная рама (передняя); 3 — тележка; 4 — вентиляторы тяговых электродвигателей; 5 — машина угледодатчика; 6 — рабочие цилиндры для открытия и закрытия люков на угольном бункере; 7 — угольный бункер; 8 — винт угледодатчика; 9 — упругие скользуны; 10 — пята рамы; 11 — тяговые электродвигатели; 12 — питательная труба угледодатчика; 13 — котёл; 14 — регулятор котла; 15 — опоры котла (скользящие); 16 — рама будки; 17 — средняя тележка; 18 — сухопарник; 19 — лубрикатор; 20 — главный (задняя) рама; 21 — коллектор перегревателя; 22 — дымовая труба; 23 — конус; 24 — водоподогреватель; 25 — опора котла (неподвижная); 26 — главная турбина; 27 — редуктор; 28 — генераторы; 29 — возбuditели; 30 — движущие тележки; 31 — контрольное отделение; 32 — буфера; 33 — насос горячей воды; 34 — паровая колонка; 35 — предохранительный клапан; 36 — песочница; 37 — турбины для отсасывания дыма; 38 — забор дыма; 39 — зольник; 40 — термосифоны; 41 — тендер

Вес турбовоза без тендера (в рабочем состоянии) . .	373,300 т
Сцепной вес . . . . .	230,420 »
Вес турбогенератора . . . . .	37,648 »
Вес турбовоза с тендером (в рабочем состоянии) . .	563,36 »
Диаметр колёс . . . . .	1,016 м
База турбовоза . . . . .	27,6 »
Полная база турбовоза с тендером . . . . .	43 »
Передаточное число от турбины к генератору . . . .	6 : 1

Одним из существенных недостатков этого локомотива является большой «удельный вес», т. е. вес, приходящийся на единицу мощности (кг/л.с.). Действительно, если взять три типа локомотива примерно одинаковой мощности (6 000 л. с.): тепловоз, паротурбовоз с механической передачей и паротурбовоз с электрической



Фиг. 8. Внешний вид силовой установки паротурбовоза

передачей, то при сравнении (табл. 3) видим, что наибольший «удельный вес» будет у паротурбовоза с электрической передачей и несколько меньше у тепловоза<sup>1</sup>. Однако, как указывалось выше, возможность работы этого паротурбовоза на угле даёт ему преимущество перед тепловозом, а гибкость управления — перед паротурбовозом с механической передачей.

Несмотря на хорошие тяговые качества паротурбовоз с электрической передачей не получил распространения из-за высокой начальной стоимости, низкого коэффициента полезного действия и сложности ремонта. Вот почему техническая мысль направлена на создание нового типа локомотива-газотурбовоза.

<sup>1</sup> У тепловозов, имеющих дизели мощностью 2 000 л. с. в каждой секции, весовые показатели значительно меньше.

Т а б л и ц а 3

Основные показатели	Паротурбовоз с электриче- ской переда- чей мощ- ностью 6 000 л. с.	Паротурбовоз с механиче- ской переда- чей мощ- ностью 6 000 л. с.	Тепловоз мощностью 6 000 л. с.*
Полный вес локомотива в рабочем состоянии в <i>т</i> . . . . .	563,36	450,370	445,86
Сцепной вес в <i>т</i> . . . . .	230,42	118,0	315,7
Полная колёсная база в <i>м</i> . . . . .	43,00	32,92	55,5
Количество движущих осей . . . . .	8	4	12
Сила тяги при трогании с места в <i>кг</i> . . . . .	44 450	32 000	49 120
Продолжительная сила тяги в <i>кг</i> . . . . .	21 770	—	35 925
Мощность первичного двигателя в л. с. . . . .	6 000	6 000	6 000
Максимальная мощность на обода движущих колёс в л. с. . . . .	5 100	6 550	5 100
Вес локомотива на единицу мощности в <i>кг/л. с.</i> . . . . .	110	68,5	87,5

\* Взяты три секции по 2 000 л. с. каждая, а именно по два дизеля в секции мощностью 1 000 л. с.

\* \* \*

Замена паровой машины двигателем внутреннего сгорания была первой попыткой в создании нового типа локомотива.

В этом направлении работали теплотехники многих стран, но предложения по кардинальному решению проблемы принадлежат русским учёным профессорам В. И. Гриневецкому и А. Н. Шелесту. Они предложили в 1912 г. оригинальные типы тепловозов, которые называли «локомотивами будущего».

Эти тепловозы не были построены, хотя отдельные агрегаты их были испытаны.

Практическое осуществление идей В. И. Гриневецкого и А. Н. Шелеста стало возможно только после Великой Октябрьской социалистической революции. Так, уже в 1924 г. был построен первый тепловоз с электрической передачей.

За последние годы в МВТУ (Московское Высшее Техническое Училище) под руководством проф. А. Н. Шелеста разработаны проекты газотурбовозов с электрической и механической передачами (см. «Вестник машиностроения», № 8, 1954 г.). В этих газотурбовозах рабочее тело для газовых турбин получается в механическом генераторе — безвальном двухпоршневом дизель-компрессоре.

Следует отметить, что советский инженер Е. Е. Лонткевич, разработавший в 1923 г. один из первых проектов такого двигателя, назвал его «генератором сжатых и нагретых газов со свободными поршнями».

## 1. ПРИНЦИП РАБОТЫ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

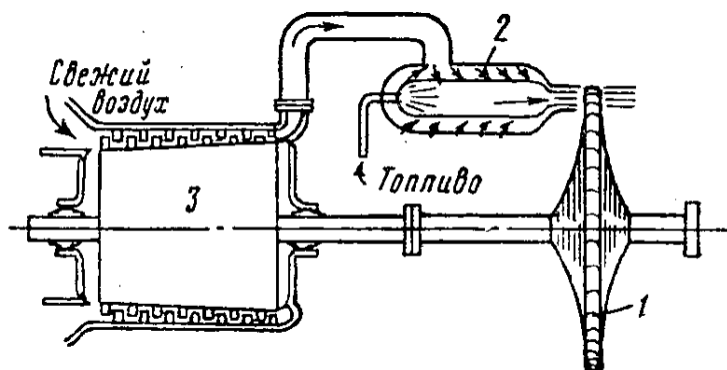
Принцип работы современной газовой турбины очень прост. На турбинное колесо 1 (фиг. 9) действует смесь продуктов сгорания топлива и воздуха (или только одного какого-либо газа), выходящая под давлением из камеры сгорания 2.

Топливо поступает в камеру сгорания через форсунку и сгорает в сжатом воздухе, подаваемом компрессором 3.

Рабочая смесь, имеющая температуру 600—700°C и давление несколько меньшее, чем давление воздуха при выходе из компрессора (вследствие гидравлических сопротивлений системы), поступает в направляющий аппарат турбины.

В направляющем аппарате происходит значительное расширение газов и увеличение скорости их течения. В проточной части турбины газы ещё больше расширяются и отдают часть скоростной энергии лопаткам турбинного колеса, которое приходит во вращение, а вместе с ним и ротор компрессора, насаженный на один вал.

Большая часть мощности, которую развивает турбина на валу, расходуется на работу компрессора, остальная часть передаётся через трансмиссию потребителю. Локомотив с таким двигателем обычно называют газотурбовозом.



Фиг. 9. Схема газотурбинной установки (принцип действия)

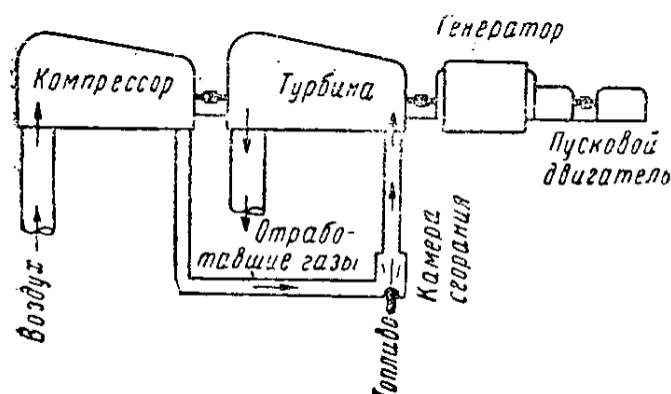
## 2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ГАЗОВЫХ ТУРБИН СО СГОРАНИЕМ ТОПЛИВА ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

### Разомкнутый цикл

Работа газовых турбин может происходить как по разомкнутому, так и по замкнутому циклу.

В современных газовых установках наибольшее распространение получил разомкнутый цикл. В этих установках газы, отработавшие в турбине, отводятся наружу, а в компрессор поступает свежий воздух.

Схема газотурбинной установки, которая работает по разомкнутому циклу (топливо сгорает при постоянном давлении), показана на фиг. 10. Наружный воздух при атмосферном давлении подводится к компрессору, в котором он сжимается до давления 3—5 *ата*. Температура воздуха к концу сжатия в компрессоре (осевом или винтовом) повышается до 120—200°C. Сжатый воздух подводится в открытую камеру сгорания, в которую подаётся топливо, сгорающее при постоянном давлении.



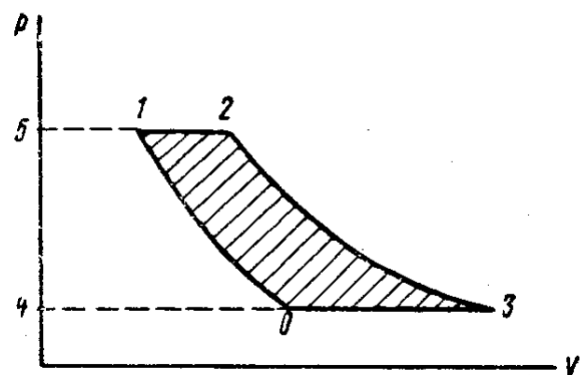
Фиг. 10. Схема газотурбинной установки с разомкнутым циклом

Количество сжатого воздуха, подаваемого компрессором, обычно в 7—9 раз превышает его потребность для полного сгорания топлива. Этот избыточный воздух снижает температуру газов сгорания и даёт возможность получить рабочую смесь, поступающую в турбину, с температурой,

которая безвредна для материала лопаток турбинного колеса (имеется в виду длительная устойчивая работа лопаток без значительного изменения формы). Современные материалы выдерживают температуру 650°C и более.

Термодинамический цикл газовой турбины без учёта потерь и теплообмена в координатах  $pV$  показан на фиг. 11.

Точка 0 соответствует состоянию атмосферного воздуха, поступившего в компрессор. По кривой 0—1 происходит сжатие воздуха. Сгорание топлива при постоянном давлении газа соответствует прямой 1—2. При горении теплосодержание рабочей смеси повышается. Расширение газа в турбине (в сопловом аппарате и в проточной части её) происходит по кривой 2—3 до атмосферного давления (точка 3).



Фиг. 11. Термодинамический цикл газовой турбины в координатах  $pV$

При этом расширении совершается работа. Отработавшая газовая смесь удаляется (прямая 3—4), и компрессор заполняется воздухом (прямая 4—0).

Площадь 5-1-0-4-5 представляет работу, затрачиваемую при сжатии в компрессоре без потерь 1 кг атмосферного воздуха до давления, указанного точкой 1. Работа, развиваемая 1 кг смеси при расширении, изображается площадью 2-3-4-5-2. Разность указанных площадей, т. е. площадь 1-2-3-0-1, представляет собой работу цикла газовой турбины при полном расширении газа. Это—

работа газа на лопатках турбины без учёта потерь и теплообмена. Отношение количества тепла, соответствующего работе цикла, к количеству тепла, подведённого к рабочей смеси, называют термическим к. п. д. термодинамического цикла. К. п. д. рабочего цикла (с учётом потерь и теплообмена) будет меньше.

На фиг. 12 показан цикл газовой турбины в координатах  $t, s$ , где прямая  $0-1'$  — сжатие воздуха в компрессоре без теплообмена;  $1'-2$  — подвод тепла,  $2-3'$  — расширение рабочей смеси без теплообмена и  $3'-0$  — выпуск.

Количество тепла  $\Delta q_1$ , затраченное на сжатие, равно разности теплосодержаний  $i_{1'}$  и  $i_0$  (на диаграмме точки  $1'$  и  $0$ )

$$\Delta q_1 = i_{1'} - i_0. \quad (1)$$

Количество тепла, переданное рабочей смеси (горение топлива при постоянном давлении — линия  $1'-2$ ),  $\Delta q_2$  равно разности теплосодержаний  $i_2$  и  $i_{1'}$  (на диаграмме точки  $2$  и  $1'$ )

$$\Delta q_2 = i_2 - i_{1'}. \quad (2)$$

Количество тепла  $\Delta q_3$ , использованное при работе цикла без теплообмена, равно разности теплосодержаний  $i_2$  и  $i_{3'}$  (на диаграмме точки  $2$  и  $3'$ )

$$\Delta q_3 = i_2 - i_{3'}. \quad (3)$$

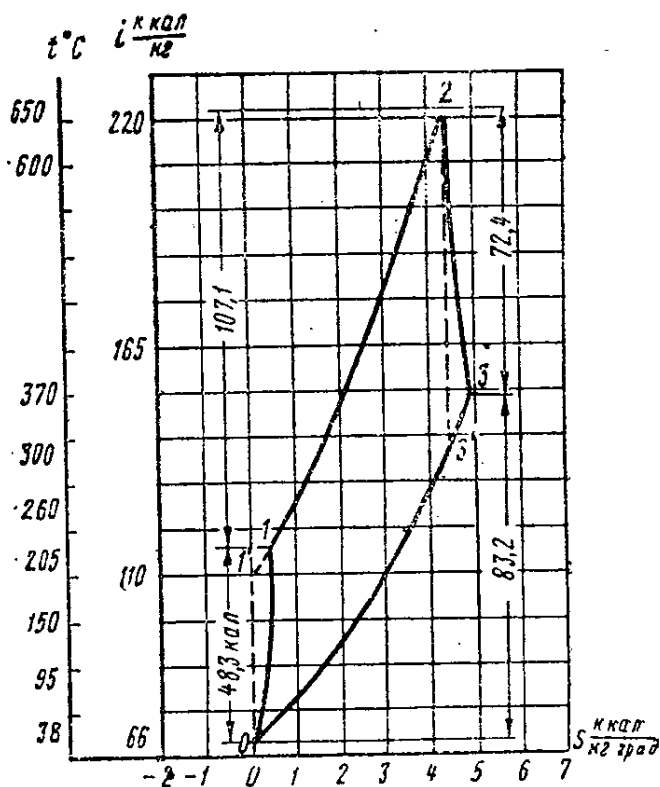
Полезно используемое тепло, за вычетом тепла, затраченного на работу компрессора, составит

$$\Delta Q' = \Delta q_3 - \Delta q_1 = (i_2 - i_{3'}) - (i_{1'} - i_0) \text{ ккал/кг.} \quad (4)$$

Если для примера взять 1 кг воздуха при атмосферном давлении и температуре  $+16^\circ\text{C}$ , что будет соответствовать теплосодержанию  $i_0 = 68,75 \text{ ккал/кг}$ , и сжать его в пять раз, то теплосодержание воздуха повысится до  $i_{1'} = 110 \text{ ккал/кг}$ .

Если при горении топлива температура рабочей смеси повысится до  $650^\circ\text{C}$ , то  $i_2 = 222,75 \text{ ккал/кг}$ .

Теплосодержание смеси в конце расширения (точка  $3'$ ) равно  $i_{3'} = 140 \text{ ккал/кг}$ .



Фиг. 12. Термодинамический цикл газовой турбины в координатах  $ts$

Таким образом полезно используемое тепло равно

$$\Delta Q' = (i_2 - i_3') - (i_1' - i_0) = (222,75 - 140) - (110 - 68,75) = 41,5 \text{ ккал/кг.}$$

Тогда термический к. п. д. цикла без теплообмена в турбине составит

$$\eta_t' = \frac{\Delta Q'}{i_2 - i_1'} 100 = \frac{41,5}{222,75 - 110} 100 \approx 36 \%. \quad (5)$$

В действительности же вследствие теплообмена сжатие пойдёт по кривой  $0-1$ , а расширение — по кривой  $2-3$ . Теплосодержание газа в точках 1 и 3 будет соответственно равно

$$i_1 = 116,6 \text{ ккал/кг и } i_3 = 151,2 \text{ ккал/кг;}$$

$$\Delta Q = (i_2 - i_3) - (i_1 - i_0).$$

Термический к. п. д. на лопатках турбины с учётом теплообмена при сжатии воздуха и при расширении газа будет

$$\eta_t' = \frac{\Delta Q}{i_2 - i_1} = \frac{(222,75 - 151,2) - (116,6 - 68,75)}{222,75 - 116,6} 100 = 22,3 \%. \quad (6)$$

Если далее учесть внутренние (тепловые) и механические потери на рабочем колесе турбины, то получим к. п. д., отнесённый к валу турбины (точнее к соединительному фланцу вала потребителя, например электрического генератора).

### Замкнутый цикл

Рассмотренный выше разомкнутый цикл требовал применения жидкого или газообразного топлива; твёрдое топливо, даже в виде порошка, непригодно из-за содержащихся в газах сгорания мелких частиц изгари, которые портят лопатки турбины. Постановка очистительных устройств значительно усложняет и удорожает установку. Однако имеется возможность использовать твёрдое топливо, если перейти на замкнутый цикл газовой турбины, при котором рабочий газ (водород, аргон, фреон) будет изолирован от непосредственного воздействия пламени, т. е. будет получать тепло через металлическую стенку.

При замкнутом цикле может быть выбран любой газ, но наиболее выгодным будет тот, при котором установка получится наиболее простой, экономичной и надёжной. Таким газом может быть, например, водород, плотность которого в 14 раз меньше плотности воздуха, удельная теплоёмкость в 14 раз, а теплопроводность в 6,8 раза больше воздуха.

Так как объём газа одного и того же веса обратно пропорционален давлению, то, применяя в замкнутом цикле большее давление, можно значительно уменьшить размеры турбины и компрес-

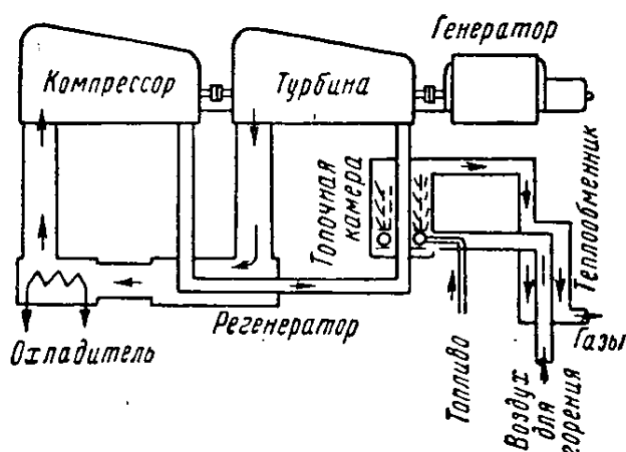
сора при одинаковой мощности установок по сравнению с разомкнутым циклом.

Схема газотурбинной установки с замкнутым циклом показана на фиг. 13. Рабочий газ, поступающий в компрессор, при некотором давлении  $p_0$  и температуре  $T_0$  сжимается до давления  $p_1$ , причём температура повышается до  $T_1$ ; далее этот газ подогревается в регенераторе, идёт в топочную камеру, где и нагревается. Газы сгорания не смешиваются с нагреваемым газом и потому в этом цикле может быть применено любое топливо, в том числе и каменный уголь.

Однако нужно иметь в виду, что содержащиеся в угле вредные примеси могут вызывать коррозию металла и, следовательно, повести к разрушению стенок как камеры сгорания, так и других частей (регенератора и теплообменника). Кроме того, осаждение налёта на стенках сильно уменьшает теплопередачу, снижая тем самым экономичность установки. Всё это заставляет внимательнее относиться к выбору топлива.

Воздух для горения топлива подводится по особому каналу. Нагретый рабочий газ совершает в турбине работу и затем в охладителе охлаждается до начальной температуры, при этом происходит снижение давления до величины, при которой начинается работа цикла.

Из рассмотренной схемы видим, что при замкнутом цикле необходимы громоздкие охлаждающие устройства, теплообменники, топочные камеры и большой расход воды для охлаждения рабочего газа после выхода из турбины. Это обстоятельство делает затруднительным применение установок с замкнутым циклом на локомотиве.



Фиг. 13. Схема газотурбинной установки с замкнутым циклом

### 3. АНАЛИЗ РАБОТЫ ГАЗОВЫХ ТУРБИН С РАЗОМКНУТЫМ ЦИКЛОМ

Критерием оценки работы газовой турбины служат три величины:

1. Удельный расход воздуха (на 1 л. с. в час)

$$b_0 = \frac{B_h}{N_k}.$$

## 2. Экономичность (эффективный к. п. д.)

$$\eta_e = \frac{632}{Q_p^H \left( \frac{G_h}{N_k} \right)}.$$

## 3. Коэффициент отдачи

$$n = \frac{N_n}{N_k},$$

где  $B_h$  — часовой расход воздуха на турбину в кг/час;

$G_h$  — часовой расход топлива в кг/час;

$Q_p^H$  — теплотворная способность топлива (низшая) в ккал/кг;

$N_n$  — полная мощность (брутто) турбины в л. с.;

$N_k$  — полезная мощность турбины (нетто), равная полной мощности (брутто), развиваемой на валу турбины, за вычетом мощности, затраченной на работу компрессора.

Удельный расход воздуха, выраженный в кг/л. с.ч., аналогичен всем тепловым двигателям и особого разъяснения не требует. Что же касается экономичности (эффективный к. п. д.) цикла газотурбинной установки, то эта величина представляет отношение тепла, эквивалентного полезной мощности, к теплу, внесённому топливом в камеру сгорания. Коэффициент полезного действия камеры сгорания очень высок, поскольку нет потерь ни от механического (при работе на жидком или эмульсированном топливе), ни от химического недогорания.

Средняя величина к. п. д. камеры сгорания может быть принята равной 0,98.

Третий измеритель — коэффициент отдачи, представляет отношение полной мощности  $N_n$  (брутто) к полезной мощности  $N_k$  (нетто).

Анализируя первый измеритель, следует отметить, что расход воздуха, подаваемого компрессором в турбину (как рабочего тела), очень большой, и затрачиваемая на это мощность составляет примерно около  $2/3$  всей мощности, развиваемой турбиной. При неудачной конструкции компрессора (к. п. д. меньше 60%) турбина не может дать какой-либо полезной работы, т. е. вся мощность, развиваемая ею, пойдёт на работу компрессора (на сжатие воздуха и механические потери).

Этим объясняется тот низкий к. п. д. (около 3%), который имели первые газотурбинные установки с компрессорами типа Рато. Газовая турбина может стать силовым двигателем, способным конкурировать с другими типами тепловых двигателей только в том случае, если к. п. д. компрессора будет высок.

Действительно, теоретическая мощность газовой турбины, имеющей в своём составе компрессор, может быть выражена уравнением

$$N_i = \frac{\Delta Q'}{632} \quad (7)$$

Действительная же мощность турбины с учётом потерь как в самой турбине, так и в компрессоре определяется на основании следующего уравнения:

$$N_e = \frac{\Delta q_3}{632} \eta_m - \frac{\Delta q_1}{632 \eta_k} \quad (8)$$

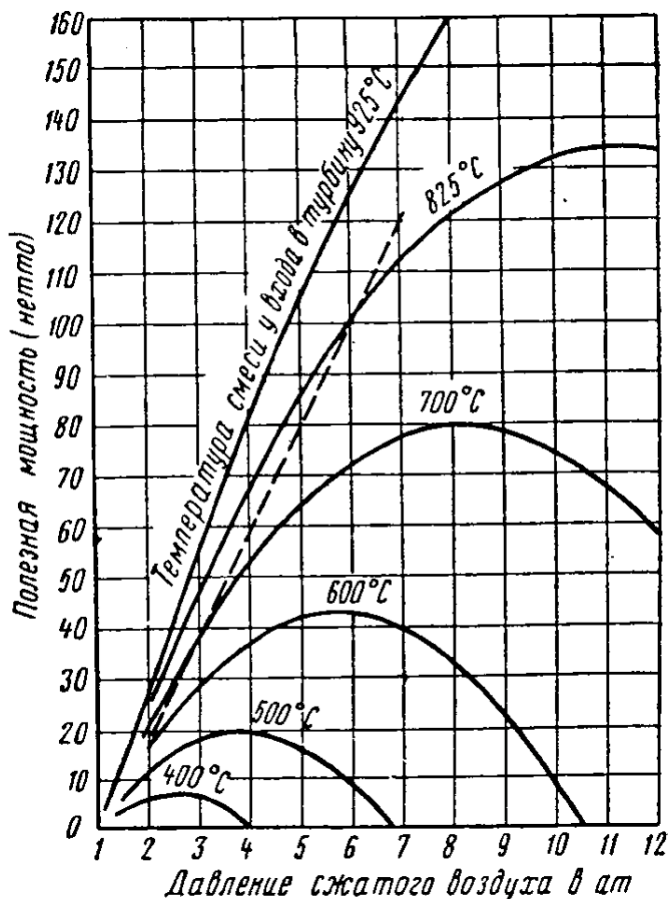
где  $\eta_m$  — к. п. д. турбины;  
 $\eta_k$  — к. п. д. компрессора.

Как видно из формулы (8), полезная мощность турбины в значительной степени зависит от к. п. д. компрессора. При его значениях меньших чем 60% газовая турбина не может дать полезной работы, так как вся вырабатываемая ею энергия затрачивается на работу компрессора и на покрытие внутренних потерь в турбине (турбина работает только на себя).

Условия работы газовой турбины таковы, что температура входящего в турбину газа должна быть тем выше, чем ниже к. п. д. турбины и компрессора. Так, при к. п. д., равном 60%, для обеих машин необходимая температура газа для вращения только самой себя (при нулевой полезной мощности) должна составлять около 950°C, а при величине к. п. д., равном 90%, — всего лишь 320°C.

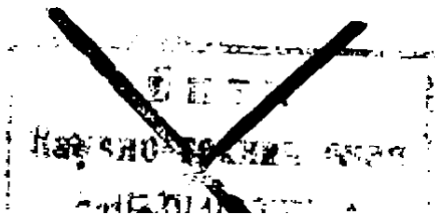
Здесь следует заметить, что наивыгоднейшая степень нагрева рабочей смеси связана с давлением воздуха, поступающего из компрессора.

Так, из фиг. 14 видно, что каждой температуре газовой смеси у входа в турбину соответствует вполне определённое давление воздуха, при котором достигается максимальная полезная мощность турбины. Например, для температуры газа 600°C максимальная мощность турбины получается при давлении воздуха 6 ата (практически в пределах от 5 до 7), после чего увеличение давления снижает мощность и при давлении 10,7 ата полезная мощность



Фиг. 14. Кривые зависимости полезной мощности газовой турбины от давления воздуха

1683/30  
59



доходит до нуля. Это объясняется чрезвычайно большой работой, поглощаемой самим компрессором.

По мере повышения давления необходимо повышать и температуру газа: так, например, для температуры  $600^{\circ}\text{C}$  оптимальное давление составляло около  $6,0 \text{ ат}$ , а при температуре  $825^{\circ}\text{C}$  это давление доходит до  $11,25 \text{ ат}$ .

При построении этих кривых принято:

1) к. п. д. турбины и компрессора равен  $80\%$ ;

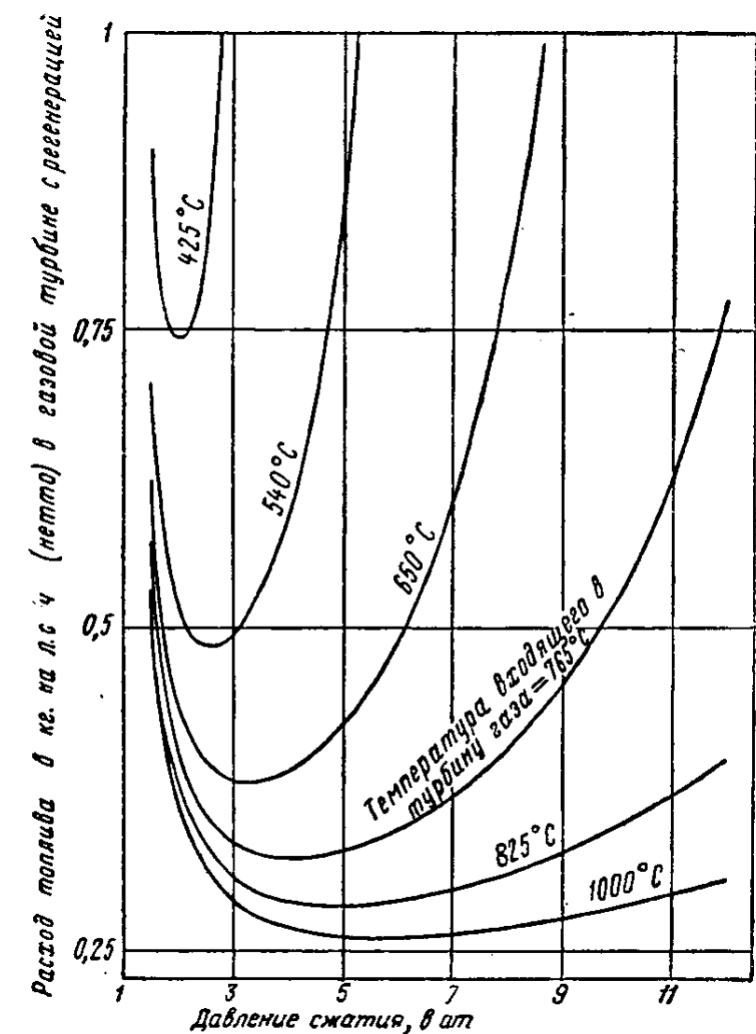
2) температура поступающего в компрессор воздуха  $20^{\circ}\text{C}$ ;

3) теплоёмкость воздуха  $c_p = 0,24 \text{ ккал/кг } 1^{\circ}\text{C}$ ;

4) потерь давления в системе нет.

Для этих же условий построены кривые удельного расхода топлива (в  $\text{кг/л. с.ч.}$ ) (фиг. 15) в зависимости от давления воздуха для различных температур нагрева газовой смеси.

На фиг. 16 дано изменение к. п. д. в той же зависимости. Пунктирная кривая *A* представляет теоретический к. п. д. без учёта потерь и соответствует



Фиг. 15. Кривые удельного расхода топлива газовой турбиной в зависимости от давления воздуха

циклу  $0-1-2-3$  (см. фиг. 11); нижняя пунктирная линия *B* соответствует, как и все остальные кривые, вычерченные сплошными линиями, действительному циклу  $0-1-2-3$  (см. фиг. 12), но для кривой *B* к. п. д. компрессора принят равным  $75\%$ , а для остальных— $84\%$ ; к. п. д. турбины— $85\%$ ; к. п. д. камеры сгорания— $100\%$  и температура наружного воздуха  $20^{\circ}\text{C}$ .

Если подсчитать к. п. д. цикла, показанного на фиг. 11, в котором взяты следующие исходные данные:

температура окружающего воздуха  $20^{\circ}\text{C}$ ;

температура газа, поступающего в турбину,  $870^{\circ}\text{C}$ ;

к. п. д. турбины и компрессора  $80\%$ ;

удельная теплоёмкость воздуха принята постоянной ( $c_p = 0,24$ );

падения давления в системе нет;

теплотворная способность топлива (нефти)  $10\,000$  ккал/кг;

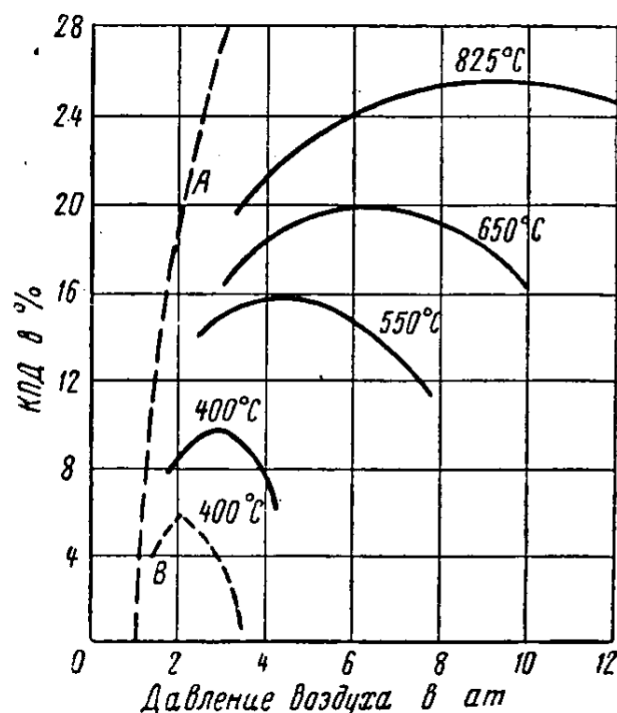
давление сжатого воздуха  $7$  ат;

температура газа на выходе из турбины  $580^\circ\text{C}$ ,

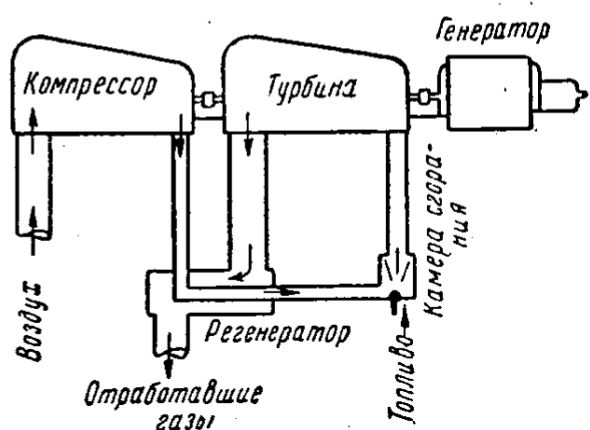
то расход топлива в этом цикле будет равен  $0,33$  кг/л.с.ч.; расход воздуха —  $24$  кг/л.с.ч.; термический к. п. д. —  $18,8\%$  и коэффициент отдачи  $n = 3,49$ .

Найденные выше показатели работы газовой турбины относились к простой схеме газотурбинной установки. К. п. д. установки значительно повысится, если в схему ввести некоторые добавления;

так, например, на фиг. 17 показана схема газотурбинной установки с частичным использованием тепла отходящих из турбины газов для предварительного подогрева воздуха. Это так называемая регенерация, т. е.



Фиг. 16. Кривые изменения теоретического к. п. д. газовой турбины в зависимости от давления воздуха



Фиг. 17. Схема газотурбинной установки с регенератором

использование тепла отработавших газов для подогрева воздуха, поступающего в камеру сгорания.

В зависимости от величины поверхности регенератора будет изменяться и коэффициент экономичности установки. Под степенью эффективности регенерации понимается отношение перепада температур проходящего воздуха к разности температур отработавшего газа и выходящего из компрессора воздуха. Это положение справедливо при условии, что теплоемкости  $c_p$  одинаковы для воздуха и газов сгорания, в противном случае следует брать отношение количества тепла, полученного воздухом в регенераторе, к количеству тепла, соответствующего предельно возможному подогреву воздуха, т. е. до температуры отработавших в турбине газов. Например, пусть при выходе воздуха из регенератора температура равна  $390^\circ\text{C}$ , а при входе в регенератор  $245^\circ\text{C}$ ; температура же отходящих газов из турбины равна  $530^\circ\text{C}$ . Тогда степень регенерации  $R$  составит

$$R = \frac{390 - 245}{530 - 245} 100 \approx 54\%.$$

Конечно, возможно и ещё больше использовать тепло отходящих газов для подогрева воздуха. Однако не нужно упускать из виду, что это повлечёт за собой увеличение поверхности регенератора, что значительно повысит стоимость установки. Кроме того, сопротивление, которое встречается при проходе газов через регенератор, может быть настолько значительным, что вместо экономии получим перерасход топлива. Показатели работы турбины по разомкнутому циклу со степенью регенерации 50% следующие:

Давление воздуха . . . . .	5 <i>ата</i>
Расход топлива (нефти) . . . . .	0,273 <i>кг/л. с.ч.</i>
Термический к. п. д. . . . .	23,4%
Расход воздуха . . . . .	22,75 <i>кг/л. с.ч.</i>
Температура газов, отходящих из турбины . . . . .	620°C
Коэффициент отдачи . . . . .	2,75

На фиг. 18 показана схема газотурбинной установки, в которой, кроме регенератора, добавлен холодильник для охлаждения воздуха, помещённый между ступенями компрессора.

Аналогично предыдущему, степенью эффективности охлаждения воздуха называется отношение действительного перепада температур воздуха в холодильнике к предельно возможному перепаду, т. е. до температуры окружающего воздуха.

Если при температуре входящего в компрессор воздуха, равной 20°C, температура воздуха после сжатия в первой ступени достигает 135°C, а после охлаждения, при входе во вторую ступень, снизится до 60°C, то степень эффективности охлаждения составит

$$\mathcal{E} = \frac{135 - 60}{135 - 20} 100 \approx 65\%.$$

Показатели по этому циклу следующие:

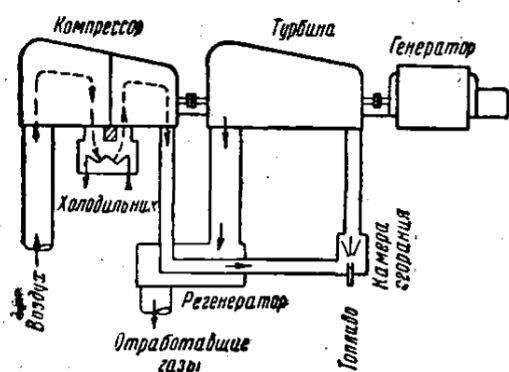
Давление воздуха . . . . .	6 <i>ата</i>
Расход топлива (нефти) . . . . .	0,22 <i>кг/л. с.ч.</i>
Термический к. п. д. . . . .	25,5%
Расход воздуха . . . . .	18,5 <i>кг/л. с.ч.</i>
Температура газов, отходящих из турбины . . . . .	600°C
Коэффициент отдачи . . . . .	2,57

Схема газотурбинной установки с полной теплотехнической модернизацией показана на фиг. 19. В этой схеме введён ещё промежуточный подогрев газа (между двумя турбинами) в дополнительной камере сгорания, в которой сжигается дополнительное количество топлива. Данные работы этой установки следующие:

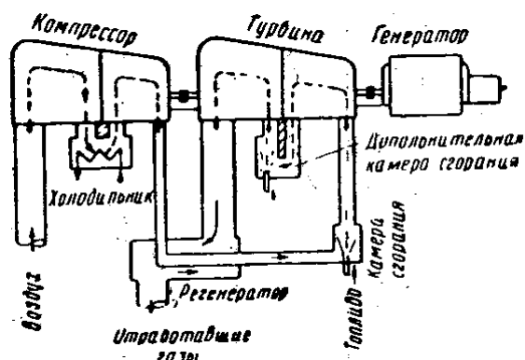
Давление воздуха . . . . .	10 <i>ата</i>
Расход топлива (нефти) . . . . .	0,23 <i>кг/л. с.ч.</i>
Термический к. п. д. . . . .	26,5%
Расход воздуха . . . . .	13,8 <i>кг/л. с.ч.</i>
Температура газов, отходящих из турбины . . . . .	682°C
Коэффициент отдачи . . . . .	2,57

Анализ рассматриваемых схем показывает, что принятые выше три измерителя (удельный расход воздуха, экономичность и коэффициент отдачи) зависят (для разомкнутого цикла) от температуры поступающего в компрессор воздуха, степени сжатия воздуха в компрессоре, температуры рабочей смеси, а также от различных устройств, повышающих теплотехническую выгодность установки.

Влияние различных теплотехнических мероприятий, а именно: промежуточного охлаждения воздуха в компрессоре и подогрева газов между турбинами, характеризуется данными табл. 4.



Фиг. 18. Схема газотурбинной установки с регенератором и холодильником воздуха



Фиг. 19. Схема газотурбинной установки с полной теплотехнической модернизацией

Т а б л и ц а 4

Наименование показателя	Простая установка	50 % регенерации	50 % регенерации и 70 % охлаждения воздуха	50 % регенерации, 70 % охлаждения воздуха и вторичный нагрев газов до 870°C
Температура поступающего в турбину газа в °С	870	870	870	870
Давление воздуха в ата	7	5	6	10
Расход топлива на л. с. ч. в кг	0,33	0,27	0,24	0,23
Экономия топлива (по отношению к простой установке) в %	—	19	35	37
К. п. д. газотурбозавода в %	18,8	23,4	25,5	26,5
Расход воздуха в кг на 1 л. с. ч.	24	22,7	18,7	13,9
Коэффициент отдачи	3,49	2,75	2,57	2,57
Температура газа по выходе из турбины в °С	520	620	620	682

Следует заметить, что указанная теплотехническая модернизация применима также и к замкнутому циклу.

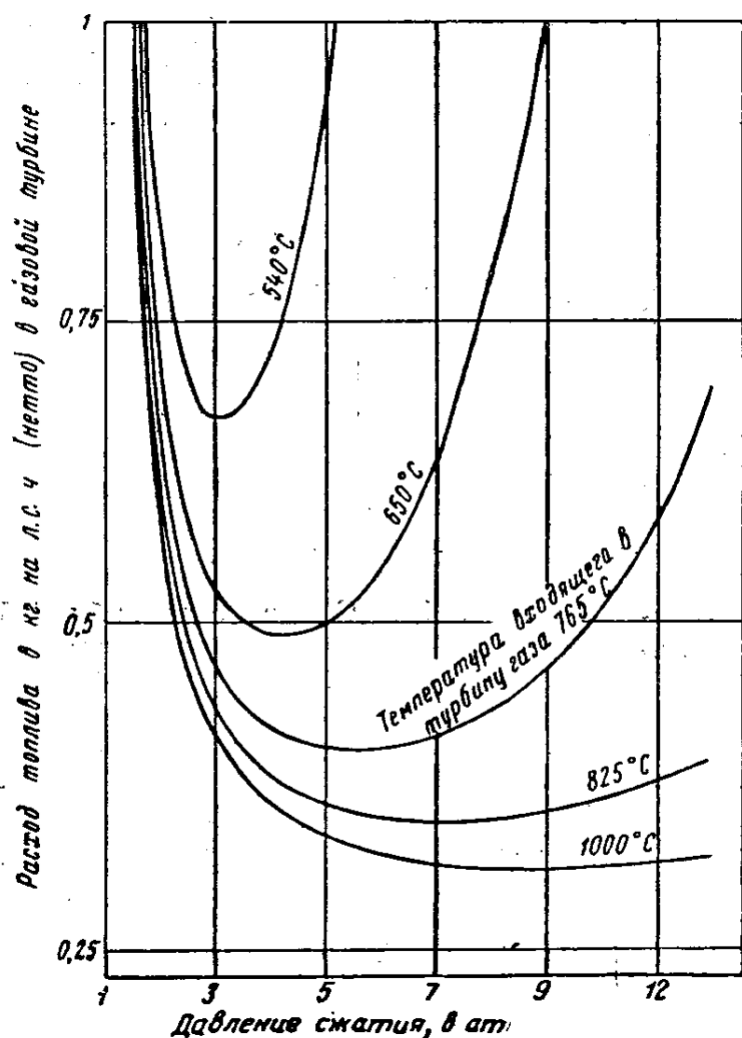
Для более детального сравнения циклов на фиг. 15, 20 и 21 приведены кривые удельного расхода топлива в зависимости от температуры рабочего газа и давления воздуха.

На фиг. 15 кривые удельного расхода топлива приведены для простой установки газовой турбины без каких-либо дополнительных теплотехнических устройств (без регенерации, охлаждения воздуха и т. д.).

На фиг. 20 — такие же кривые для установки с регенератором при степени регенерации 50%. На фиг. 21 — для установки с регенератором при степени регенерации 50%, с

холодильником (степень охлаждения 70%), с дополнительной камерой сгорания (температура дополнительного подогрева до 870°C).

Из анализа кривых видим, что расход топлива резко снижается с повышением температуры рабочих газов. Оптимальный расход для каждой температуры соответствует вполне определённому давлению, выше и ниже которого расход увеличивается, особенно с понижением давления. Это наимыгоднейшее давление несколько отличается от того, которое соответствует максимальной мощности (см. фиг. 14). Кривые (см. фиг. 16) построены при тех же условиях, какие были допущены при



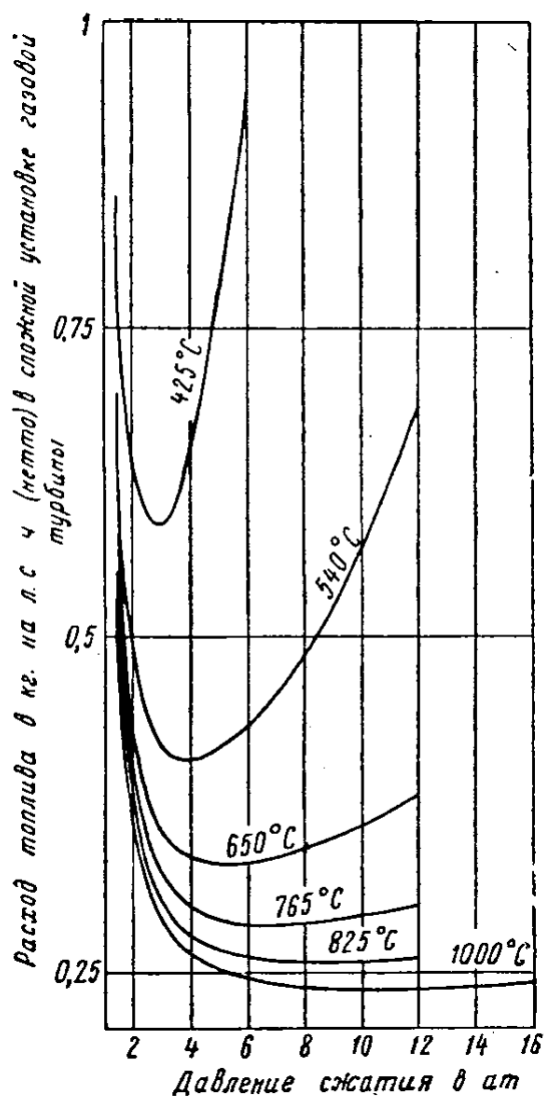
Фиг. 20. Кривые удельного расхода топлива в газотурбинной установке с регенератором

построении фиг. 15 (при топливе с теплотворной способностью 10 000 ккал/кг).

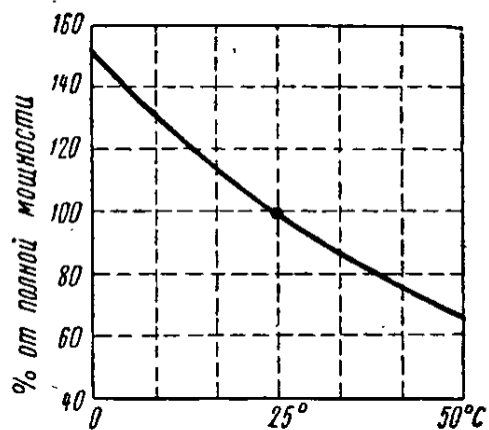
Из сравнения фиг. 15, 20 и 21 видим, что меньший расход топлива показан на фиг. 21 и больший — на фиг. 15. Наибольший эффект даёт регенерация. По мере повышения экономичности удельный расход топлива меньше зависит от давления поступающего воздуха (кривые расхода топлива более пологие).

Изменение температуры газа, поступающего в турбину, сильно влияет на экономичность установки. На фиг. 22 показаны кривые зависимости к. п. д. от температуры газа в пределах от 540 до 795°C.

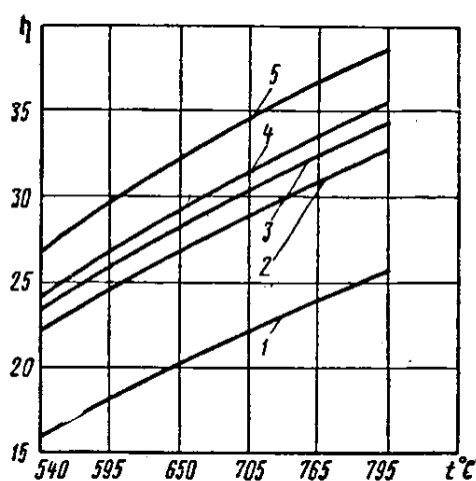
Приведённые выше (см. табл. 4) значения к. п. д. турбины получены при температуре газа, поступающего в турбину, 870°C. Изменение же температуры влечёт изменение к. п. д. Так, на



Фиг. 21. Кривые удельного расхода топлива в газотурбинной установке с регенератором, охлаждением воздуха и подогревом газа

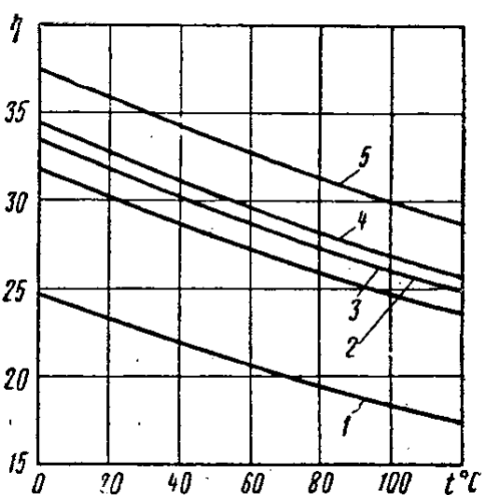


Фиг. 23. График изменения мощности газотурбинной установки в зависимости от температуры окружающего воздуха



Фиг. 22. Кривые изменения термического к. п. д. газотурбинной установки в зависимости от температуры газа, вступающего в турбину:

1 — простой цикл; 2 — с регенератором (степень регенерации 75%); 3 — с регенератором (степень регенерации 75%) и дополнительной камерой сгорания; 4 — с регенератором (степень регенерации 75%) и промежуточным охлаждением; 5 — с регенератором (степень регенерации 75%), промежуточным нагревом и промежуточным охлаждением



Фиг. 24. Кривые изменения к. п. д. газотурбинной установки в зависимости от температуры наружного воздуха:

1 — простой цикл; 2 — с регенератором (степень регенерации 75%); 3 — с регенератором (степень регенерации 75%) и дополнительной камерой сгорания; 4 — с регенератором (степень регенерации 75%) и промежуточным охлаждением; 5 — с регенератором (степень регенерации 75%), промежуточным нагревом и промежуточным охлаждением

фиг. 22 показано изменение термического к. п. д. турбины для рассмотренных выше циклов в зависимости от температуры газа, поступающего в турбину в пределах от 540 до 795°C.

Следует отметить, что очень большое влияние на работу газовой турбины оказывает температура воздуха, поступающего в компрессор: чем ниже температура наружного воздуха, тем выше развиваемая мощность турбины.

Изменение мощности в зависимости от температуры окружающего воздуха показано на фиг. 23 (за 100% принята мощность при температуре +25°C).

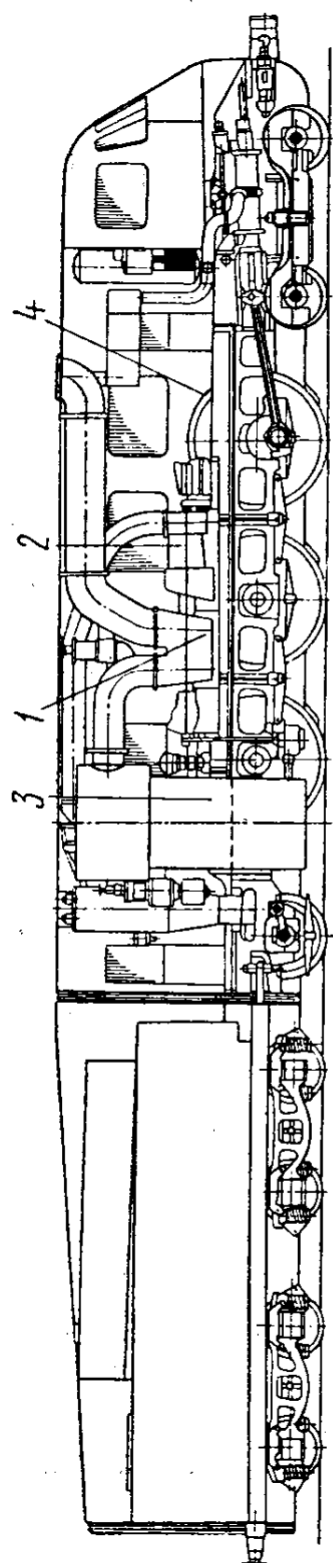
Изменение к. п. д. турбины в функции температуры наружного воздуха для всех циклов приведено на фиг. 24.

Кроме того, на работу газотурбозавоза оказывает влияние величина атмосферного давления. Мощность, развиваемая локомотивом, который работает в местности, лежащей на уровне моря, уменьшается при работе в гористой местности в зависимости от высоты над уровнем моря. Это обстоятельство вынуждает применять наддув воздуха, поступающего в компрессор, при резком изменении атмосферного давления (например при работе локомотива в горных районах).

#### 4. ПРИМЕНЕНИЕ ГАЗОВЫХ ТУРБИН НА ЛОКОМОТИВАХ

Первый опыт постройки в 1905 г. газовых турбин показал, что экономичность работы этого типа двигателей зависит от двух факторов: 1) от экономичности компрессора и 2) от температуры рабочего газа. На первых ступенях своего развития из-за отсутствия экономичного компрессора газовая турбина используется как вспомогательный агрегат. Она выполняет вспомогательную

работу по продувке и наддуву цилиндров двигателей внутреннего сгорания. В 1930 г. газовая турбина находит вспомогательное назначение как топка в тепловой (не силовой) установке в соединении с котлом Velox'a. Горячие газы, которые получались в



Фиг. 25. Локомотив с газовой турбиной и котлом Velox'a:

1 — газовая турбина; 2 — аксиальный компрессор; 3 — котёл Velox'a; 4 — пусковой мотор

газотурбинной установке, использовались в котле для получения пара.

Коэффициент полезного действия агрегата «турбина—компрессор» составляет всего лишь 60% [ $83\%$  (турбина)  $\times$   $73\%$  (компрессор)]. По этому принципу (газовая турбина с котлом Velox'a) во Франции в 1936 г. был построен один локомотив (фиг. 25), который не получил распространения.

В качестве силового двигателя первая газовая турбина с аксиальным компрессором была установлена в 1936 г. для подачи воздуха в котлы Velox'a. Затем в 1939 г. фирма Броун-Бовери построила газотурбинную установку мощностью 4 000 *квт* (1 500 *квт* нетто) для подземного тоннеля в Neuchatel (Швейцария) и в 1940 г. мощностью 4 000 л. с.—для танкера.

## 5. УСТРОЙСТВО ГАЗОТУРБОВОЗОВ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ

Первичным двигателем газотурбовоза является газовая турбина, работающая с большим числом оборотов (6 000—8 000 об/мин.), число же оборотов движущих осей локомотива даже при скоростях до 200 км/час не превышает 1 000. Следовательно, необходимо вводить какую-то «передачу» между валом турбины и движущими осями. Кроме того, с помощью этой передачи необходимо получить такие тяговые характеристики локомотива, которые отвечали бы требованиям наиболее выгодных режимов ведения поезда, т. е. при малых скоростях иметь большую силу тяги, а при больших — малую силу тяги.

Передача между валом газовой турбины и движущими осями может быть механической — редуктор с зубчатыми колёсами (коробка скоростей), гидро-механической и электрической.

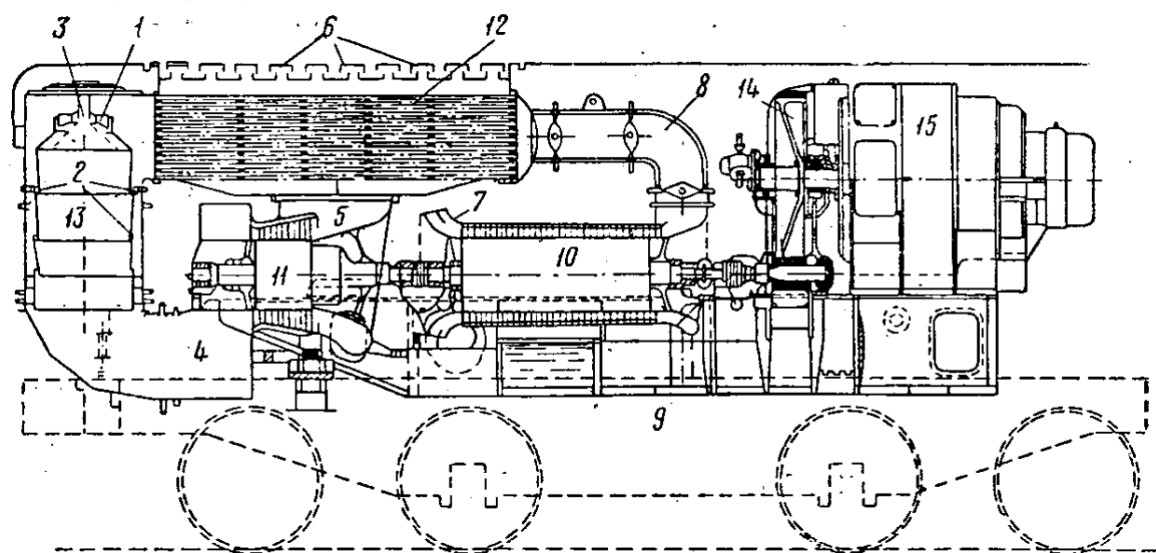
Были попытки совсем отказаться от передачи и создать газотурбовоз непосредственного действия, однако эти попытки не увенчались успехом.

Механическая передача для больших мощностей получается довольно громоздкой, тяжёлой, имеет 4—6 ступеней скоростей, что сильно усложняет её конструкцию. Поэтому такая передача применяется только в маломощных локомотивах-мотовозах. Гидравлическая передача отличается простотой устройства и гибкостью управления, но её конструкция ещё недостаточно отработана.

Испытанной конструкцией передачи является электрическая, широко применяемая на тепловозах. Она обладает ценным в условиях работы локомотива качеством — гибкостью. У газотурбовозов, где число оборотов первичного двигателя (газовой турбины) значительно больше числа оборотов генератора, приходится вводить зубчатый редуктор в виде одной, реже двух пар зубчатых колёс.

## Газотурбовоз с электрической передачей швейцарских железных дорог

Первый газотурбовоз с газотурбинной установкой, показанной на фиг. 26, был построен в 1941 г. для швейцарских железных дорог с номинальной мощностью 2200 л. с. и электрической передачей. Вес газотурбовоза в рабочем состоянии 101 т; нагрузка на движущие оси 70 т (17,5 т на ось). Воздух по трубе 7 поступает в компрессор 10, из которого после сжатия проходит по трубе 8 в регенератор (воздухоподогреватель) 12, обогреваемый отходящими из турбины 11 газами. Эти газы подводятся по трубе 5 и уходят через щели 6. Подогретый и сжатый воздух из регенератора 12 поступает через щели 2 в камеру сгорания 13, в которой размещены топливная форсунка 3 и окно 1 для подвода воздуха. Нагре-



Фиг. 26. Газотурбинная установка газотурбовоза швейцарских железных дорог

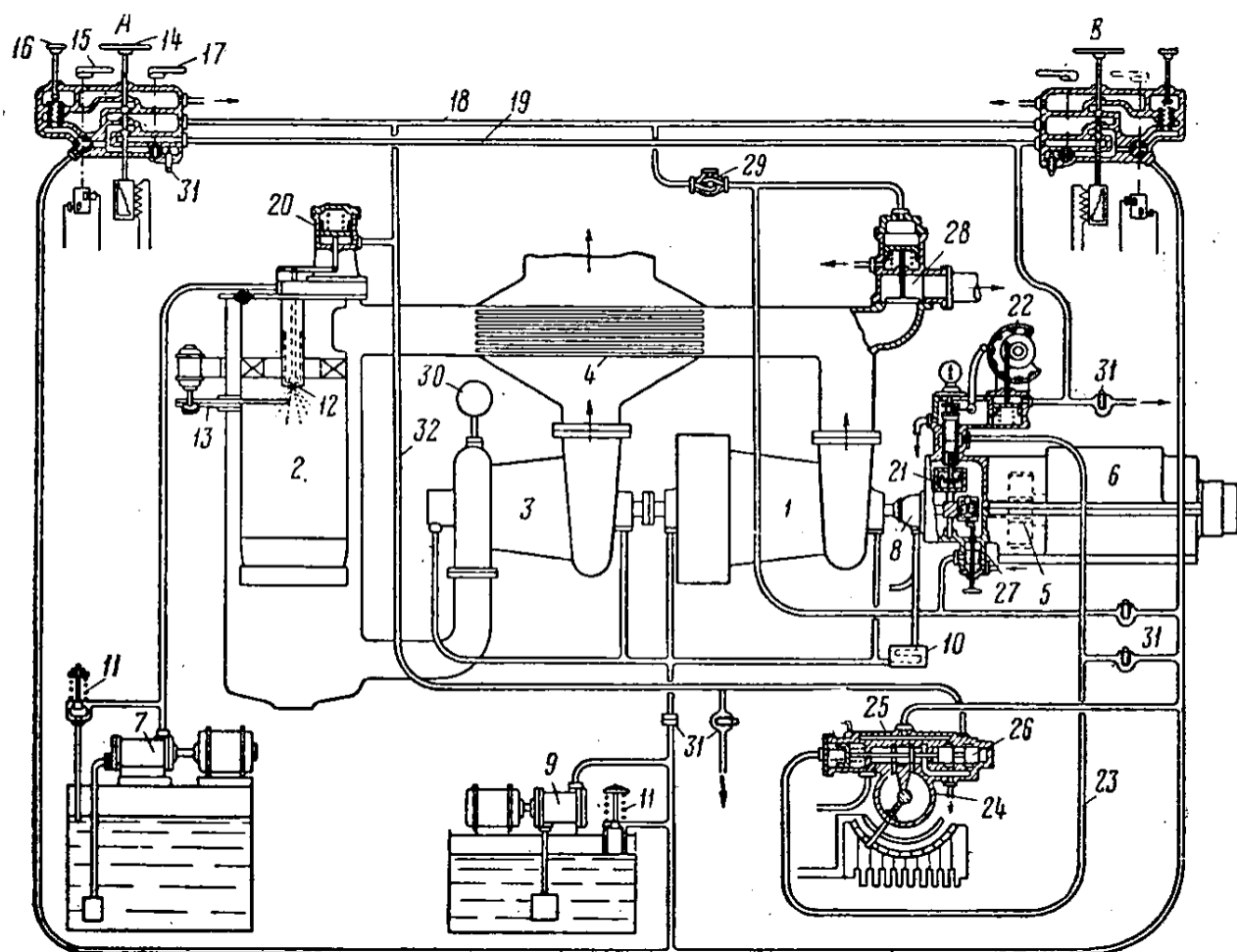
тая газовая смесь по трубе 4 идёт в турбину 11. Вал компрессора 10 соединён с турбиной и зубчатой передачей 14 с генератором 15. Всё устройство расположено на раме 9.

Схема управления газотурбовозом показана на фиг. 27.

В период с мая 1943 г. по июнь 1944 г. газотурбовоз работал на участке длиной 75 км. Характер работы газотурбовоза был самый разнообразный. Им водили поезда от лёгких пассажирских до грузовых включительно, а также выполняли манёвры на станциях. Участок отличался большим количеством отдельных пунктов (21) и кривых. Это не позволяло водить локомотив с большими скоростями, для которых вообще он предназначался. Всё же за 13 месяцев газотурбовоз сделал около 80 000 км пробега.

Несмотря на такие условия работы (малая скорость, частые остановки), газотурбовоз показал хорошие результаты работы и подтвердил данные, которые были получены при заводских испытаниях в 1941 г.

В табл. 5 и на фиг. 28 приведены результаты заводских испытаний газотурбовоза. Из фигуры видно, что наивыгоднейший к. п. д. будет при мощности около  $\frac{3}{4}$  от полной; этой же мощности соответствует наименьший удельный расход топлива.



Фиг. 27. Схема управления газотурбовозом швейцарских железных дорог:

1 — компрессор; 2 — камера сгорания; 3 — газовая турбина; 4 — регенератор; 5 — редуктор; 6 — генератор; 7 — топливный насос; 8 — масляный насос системы регулирования и смазки; 9 — вспомогательный насос; 10 — масляный холодильник; 11 — ограничитель давления; 12 — форсунка (для топлива); 13 — дистанционное зажигание; 14 — маховичок управления скоростью регулятором; 15 — рукоятка для включения реверса; 16 — маховичок — регулятор температуры; 17 — рычаг для регулировки наивысшей и наименьшей скоростей при ходостом ходе; 18 — трубка масляного регулятора подачи топлива; 19 — трубка масляной системы для контроля скорости; 20 — регулятор подачи топлива; 21 — регулятор скорости; 22 — эксцентрик для переустановки муфты на регуляторе 21 для изменения скорости с поста машиниста; 23 — гидравлическая трансмиссия от регулятора 21 к жидкостному реостату; 24 — гидравлический реостат с вращающимся клапаном; 25 — регулирующий клапан к гидравлическому реостату; 26 — контрольный клапан для изменения подачи топлива при регулировании; 27 — регулятор экстренного останова при превышении максимальной скорости; 28 — продувочный клапан; 29 — обратный клапан; 30 — регулятор температуры; 31 — масляный обратный клапан; 32 — масляная трубка

Термический коэффициент полезного действия этого локомотива (кривая 1 на фиг. 28) зависит от мощности и имеет максимальное значение 18% при 1 750 л. с., после чего идет снижение и уже при мощности 2 200 л. с. этот коэффициент составляет 16%.

На этой же диаграмме показано увеличение давления воздуха, сжимаемого в компрессоре, с увеличением нагрузки (кривая 4).

Таблица 5

Наименование показателя	Нагрузка (в долях от полной)			
	0	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2000}$ л. с.)
Продолжительность испытания в мин. . . . .	40	60	60	165
Мощность генератора в квт . .	0	795,7	1 298,7	1 648,6
Расход топлива (в пересчёте на топливо с наименьшей теплотворной способностью 10 000 ккал/кг) в кг . . . . .	65	445	630	880
Расход топлива на 1 л. с.ч. в кг	—	0,20	0,176	0,195
К. п. д. на клеммах генератора в % . . . . .	—	15,27	17,74	16,0
Число оборотов газовой турбины в мин. . . . .	—	3 529	4 178	5 257
Число оборотов генератора в мин. . . . .	—	558	660	830
Температура газа при входе в турбину в °С . . . . .	—	515	550	585
Температура в кабине турбовоза в °С . . . . .	18,3	18,3	18,3	18,3
Расход топлива в кг на 1 л. с.ч. (по техническим условиям) . .	—	0,40	0,40	0,40
Давление нефти перед форсункой в атм . . . . .	15,7	19,0	18,1	16,7
Температура нефти перед форсункой в °С . . . . .	10,4	12,1	8,9	7,5

Примечание. При испытаниях применялось топливо с теплотворной способностью 9885 ккал/кг с содержанием: воды 1,66%, золы 0,02%.

Это давление достигает 0,9 атм при холостой работе турбовоза и увеличивается до 3,16 атм при мощности 2 200 л. с.

Число оборотов генератора (кривая 2) возрастает с 525 в минуту (при холостой нагрузке) до 840 (при полной мощности 2 200 л. с.). Температура газов на входе в турбину (кривая 3) составляет около 260°C при холостом ходе, возрастая до 595°C при полной нагрузке.

Как ранее указывалось, мощность газотурбовоза в значительной степени зависит от температуры воздуха, поступающего в компрессор. На фиг. 29 даны кривые изменения мощности турбины, расхода топлива и термического к. п. д. в зависимости от температуры

Таблица 6

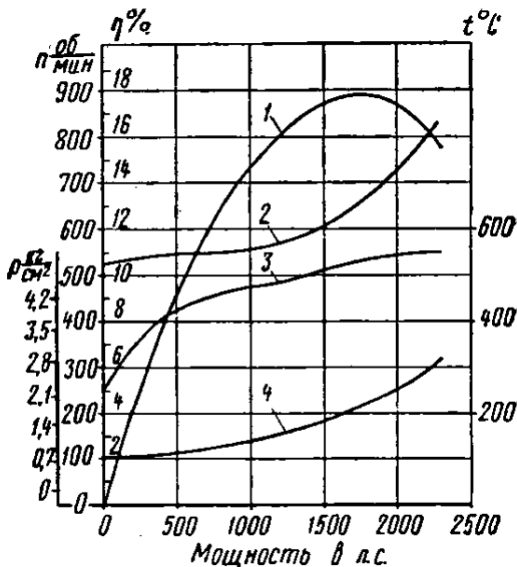
Температура наружного воздуха в °С	Полезная мощность газовой турбины в л. с.	Мощность главного генератора в л. с.	Температура наружного воздуха в °С	Полезная мощность газовой турбины в л. с.	Мощность главного генератора в л. с.
40	1 700	1 500	0	2 850	2 100
20	2 200	2 000	—16	3 000	2 200

наружного воздуха, изменяющейся в пределах от  $-30$  до  $+30^{\circ}\text{C}$ .

Величины мощности турбовоза в зависимости от температуры наружного воздуха приведены в табл. 6.

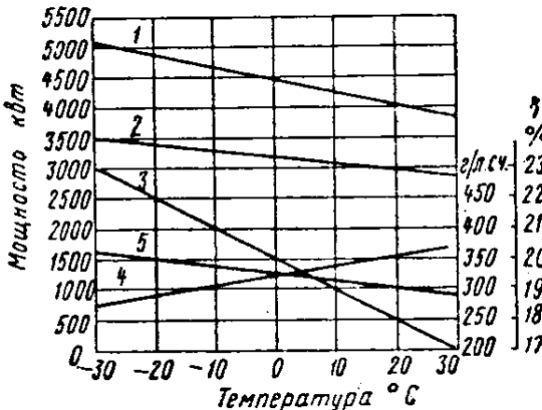
Результаты испытаний этого турбовоза с поездами различного веса на различных подъёмах приведены в табл. 7.

Из анализа работы газотурбовоза следует, что к. п. д. снижается по мере недоиспользования его мощности.



Фиг. 28. Результаты испытаний газотурбовоза швейцарских железных дорог:

1 — термический к. п. д.; 2 — число оборотов генератора; 3 — температура рабочих газов на входе в турбину; 4 — давление воздуха на выходе из компрессора



Фиг. 29. Кривые изменения мощности турбины газотурбовоза швейцарских железных дорог и расхода топлива в зависимости от температуры наружного воздуха:

1 — мощность турбины; 2 — мощность, затрачиваемая на компрессор; 3 — термический к. п. д.; 4 — расход топлива в кг/час; 5 — полезная мощность

Таблица 7

Наименование показателей	№ поездок		
	1	2	3
Протяжённость участка в км . . . . .	160	96	65
Вес поезда в т . . . . .	430	313	313
Средний подъём в ‰ . . . . .	+1,71	+4,265	—1,21
Время хода, включая остановки, в мин. . .	137,5	101,5	52
Число остановок . . . . .	9	7	1
Время чистого хода в мин. . . . .	130,5	83,5	50
Скорость в км/час, исключая остановки . .	74	70	80
Мощность генератора (на клеммах) в кВт	1 597	818,5	428,3
» » на валу в кВт . . . .	1 735,5	892,5	466
» » » » л. с. . . . .	2 320	1 200	622
Развиваемая мощность в л. с. . . . .	1 070	858	742
Нагрузка (2 200 л. с. 100%) в % . . . . .	48,8	39	33,8
Удельный расход топлива на 1 л. с.ч. в кг	0,25	0,315	0,33
Средний к. п. д. . . . .	11,1	9	8,4

По результатам испытаний можно судить о достоинствах этого локомотива.

Время разгона поезда (на различных элементах профиля пути) весом 321 *т*, ведомого газотурбовозом, приведено в табл. 8.

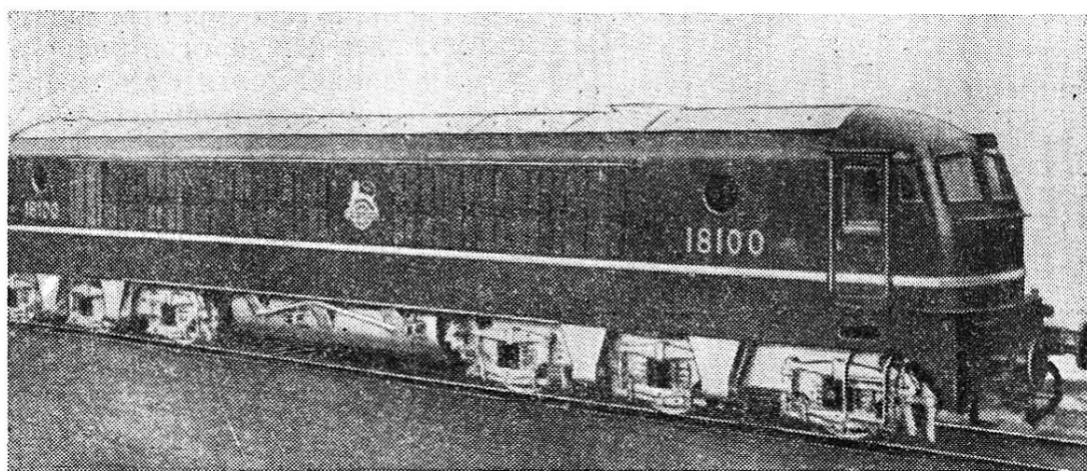
Таблица 8

Величина подъёма в ‰	Конечная скорость в км/час	Время разгона в сек.	Величина ускорения в м/час в сек.
0	90	112	0,5
1,2	60	94	0,385
1,8	40	90	0,276
2,6	30	100	0,1865

### Газотурбовоз английских железных дорог

Фирмой Метрополитен—Виккерс для английских железных дорог построен газотурбовоз (фиг. 30, 31), который предназначен для обслуживания тяжёлых пассажирских поездов.

Этот газотурбовоз со сцепным (и полным) весом в 120 *т* развивает максимальную силу тяги 27 200 кг (продолжительная сила



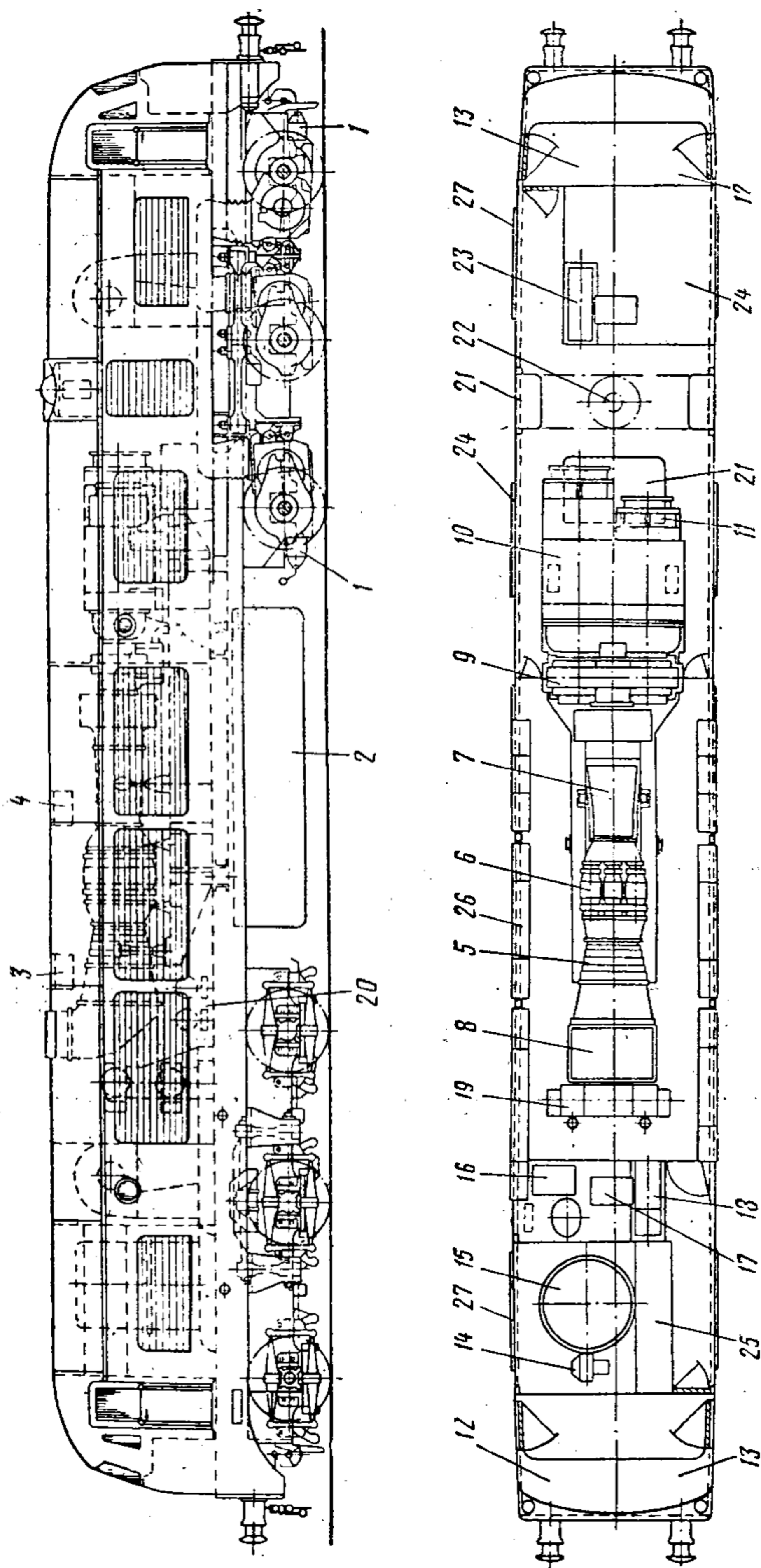
Фиг. 30. Газотурбовоз английских железных дорог. Внешний вид

тяги 13 150 кг). Конструкционная скорость — 150 км/час. Полная база (колёсная) — 16,15 м. Газотурбовоз имеет шесть движущих осей, сгруппированных в две тележки, расстояние между шкворнями которых равно 11,5 м. Передача—электрическая с к. п. д. 86%.

Коэффициент полезного действия установки при полной нагрузке около 19%, а с учётом потерь в передаче — 16%.

Общий вид силовой установки и генератора показан на фиг. 32, а разрез силовой установки и схема на фиг. 32а.

Силовая установка состоит из пятиступенчатой газовой турбины (фиг. 33, 34) мощностью 3 500 л. с., которая работает по замкнутому циклу. Вал турбины соединён с валом пятнадцатиступен-



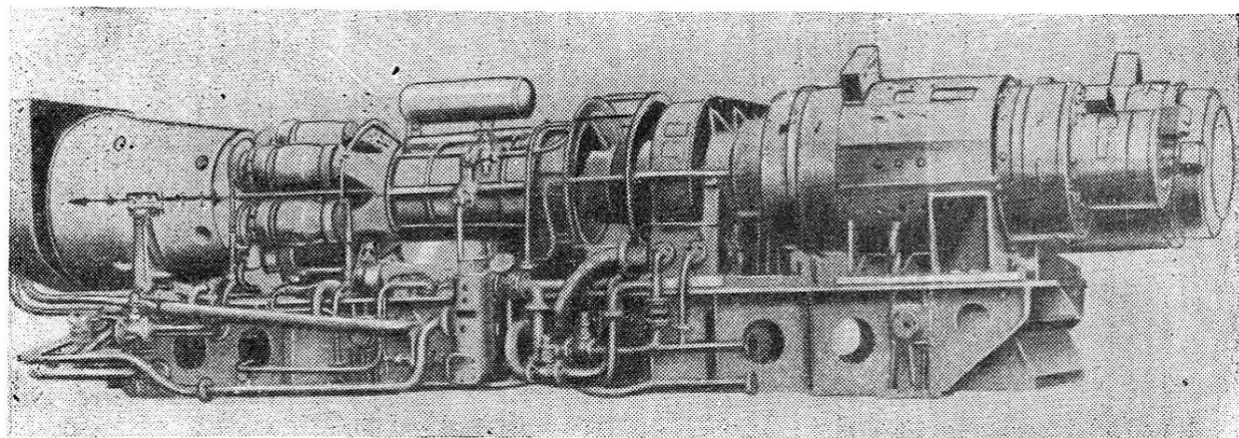
Фиг. 31. Схема расположения оборудования газотурбовоза английских железных дорог:

1—тормозной цилиндр; 2—баки для воды и топлива; 3—бак для смазки; 4—бак для топлива; 5—газовая турбина; 6—камера сгорания; 7—компрессор; 8—выпуск газа из турбины; 9—редуктор; 10—главные генераторы; 11—вспомогательный генератор; 12—место для машиниста; 13—место для помощника; 14—форсунка; 15—котёл для отопления; 16—компрессор; 17—мотор; 18—вентилятор; 19—два отсасывающих вентилятора; 20—насосы; 21—холодильник для масла; 22—мотор с вентилятором; 23—мотор с воздушной и тормозной аппаратурой; 24—аккумуляторная батарея; 25—воздушные фильтры; 26—жалоузи

чатого осевого компрессора (фиг. 35), который при 7 000 об/мин. подаёт 22,5 кг воздуха в 1 сек. с давлением 5,25 *ата*.

Турбина приводит в движение посредством зубчатой передачи три главных генератора, питающие электроэнергией тяговые электродвигатели. Два генератора посажены на одном валу, третий расположен параллельно им. На один вал с третьим генератором посажены вспомогательный генератор и возбудитель. Число оборотов всех генераторов всегда равно и доходит до 1 600 об/мин.

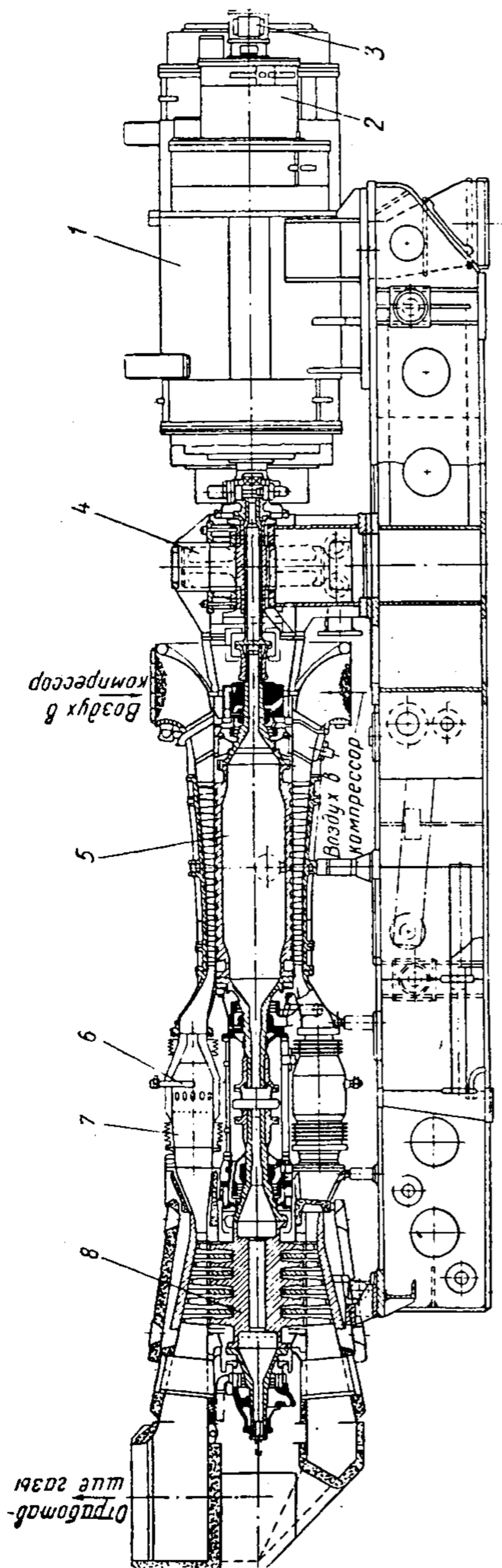
Уменьшение числа оборотов турбины к генератору производится редуктором с передаточным числом 4,375:1. Каждый из трёх главных генераторов снабжает электроэнергией два тяговых электродвигателя, которые включены в цепь генератора парал-



Фиг. 32. Силовая установка с генератором газотурбозова английских железных дорог

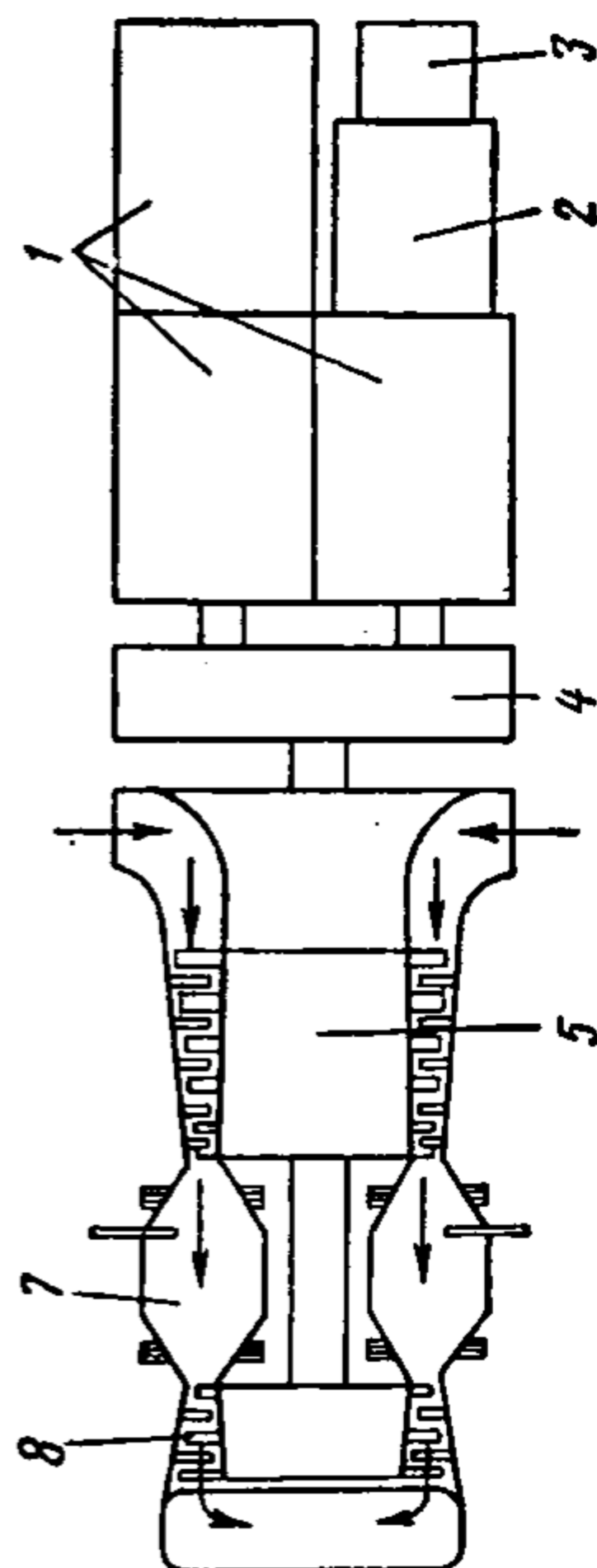
лельно. Ток генераторов (максимальный 2 200 *а*) при часовом режиме работы равен 1 250 *а* при напряжении 580 *в* (максимальное 825 *в*), а при длительном—1 100 *а* и 660 *в*.

Камера сгорания турбины состоит из шести отдельных камер, выполненных в виде труб из жароустойчивой стали и расположенных параллельно оси вала турбины (фиг. 36). При этом одни концы этих камер соединены с компрессором, а другие с турбиной. Камеры сгорания и их наружные кожухи (фиг. 37) изготовлены из листовой стали с аустенитной структурой. Следует отметить, что применение нескольких малых камер сгорания вместо одной большой, как показала практика, более выгодно, так как полнее используется тепло. Топливо в камеры подаётся через форсунки под давлением 45 *ата*. В каждой камере установлена форсунка с двумя соплами, одно из которых (меньшего сечения) служит для запуска турбины и работы на холостом ходу, второе (большего сечения) для работы с нагрузкой. В двух камерах установлены электрические запалы для воспламенения топлива при пуске турбины. Эти камеры расположены противоположно друг другу и сообщаются с соседними соединительными каналами, через которые и воспламеняется топливо во всех камерах.

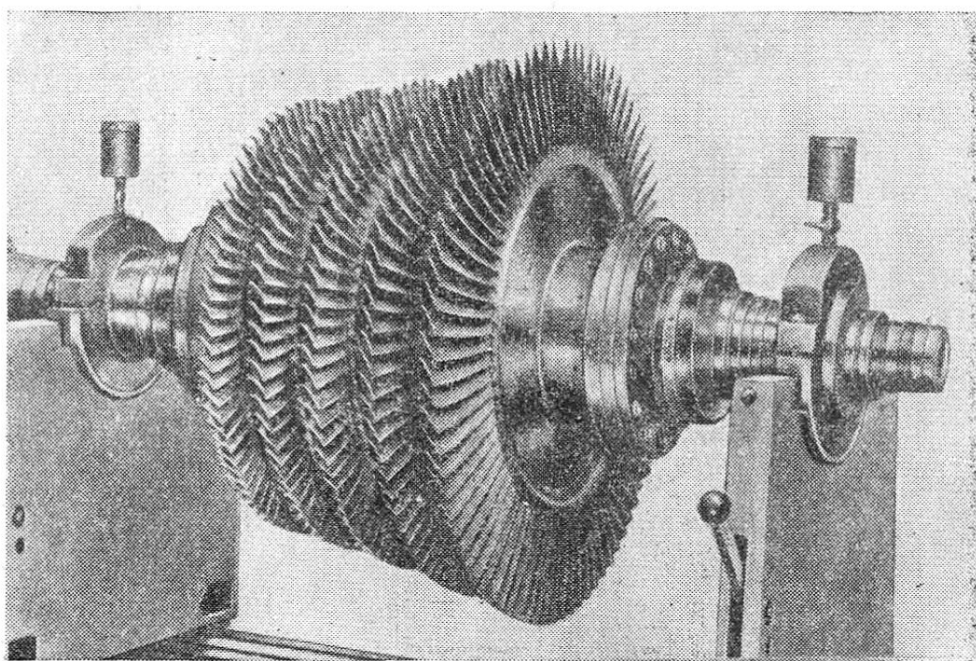


Фиг. 32а. Силовая установка (в разрезе) с генератором газотурболокомотива английских железных дорог:

1 — главные генераторы; 2 — вспомогательный генератор; 3 — возбуждатель главных генераторов; 4 — редуктор; 5 — компрессор; 6 — форсунка; 7 — камера сгорания; 8 — газовая турбина

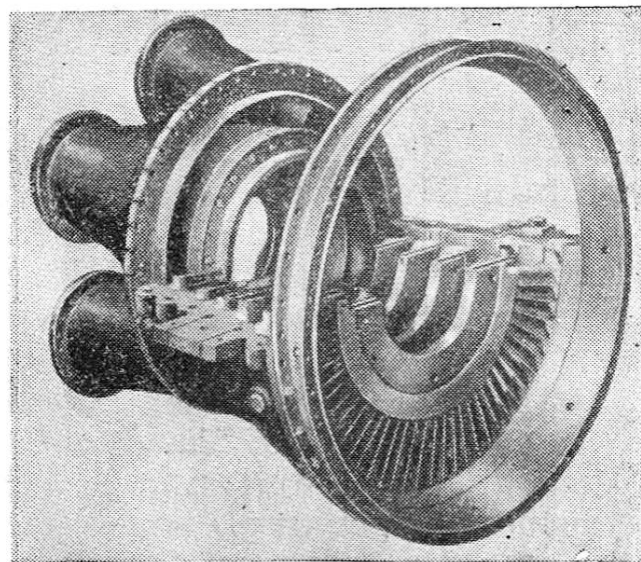


Турбину запускают одним из генераторов, превращая его в мотор и питая током от аккумуляторной батареи.



Фиг. 33. Ротор газовой турбины газотурбовоза английских железных дорог

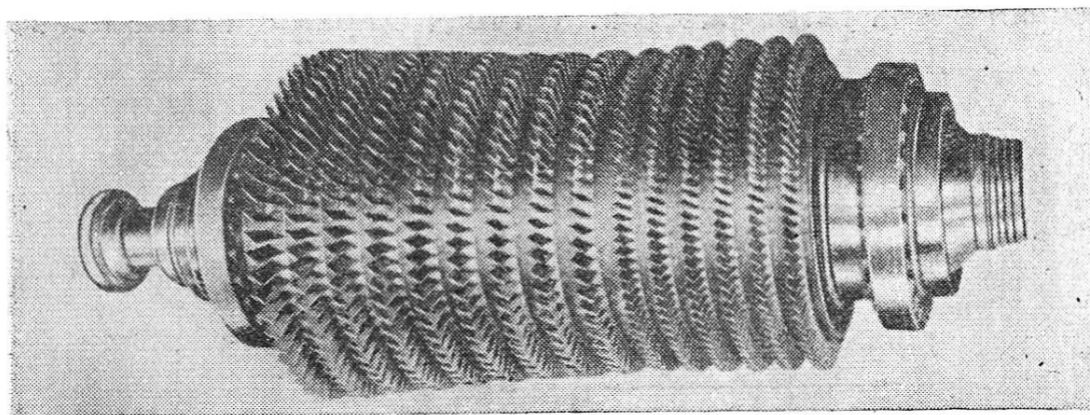
По достижении 1 000 об/мин. в камеры начинает поступать топливо через малые сопла форсунок и при 2 100 об/мин. батарея автоматически отключается и



Фиг. 34. Статор газовой турбины (крышка снята) газотурбовоза английских железных дорог

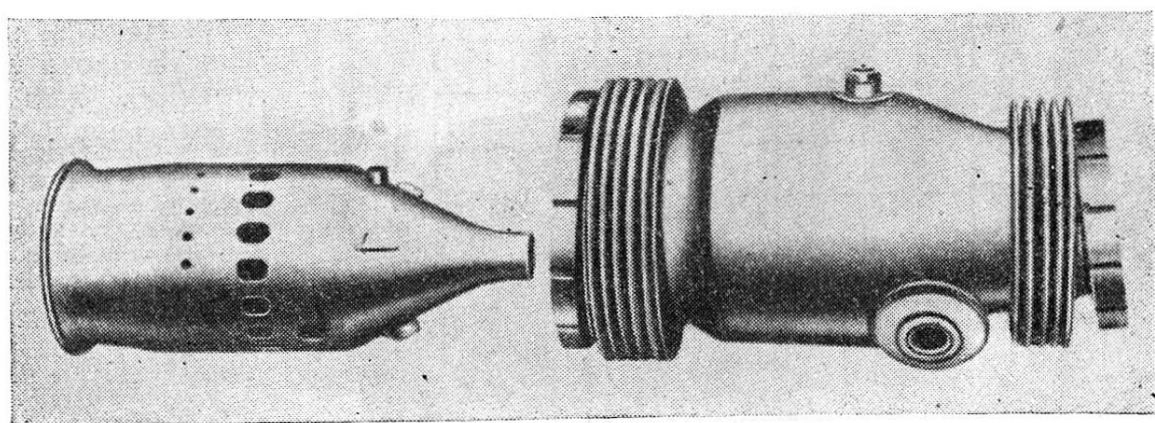
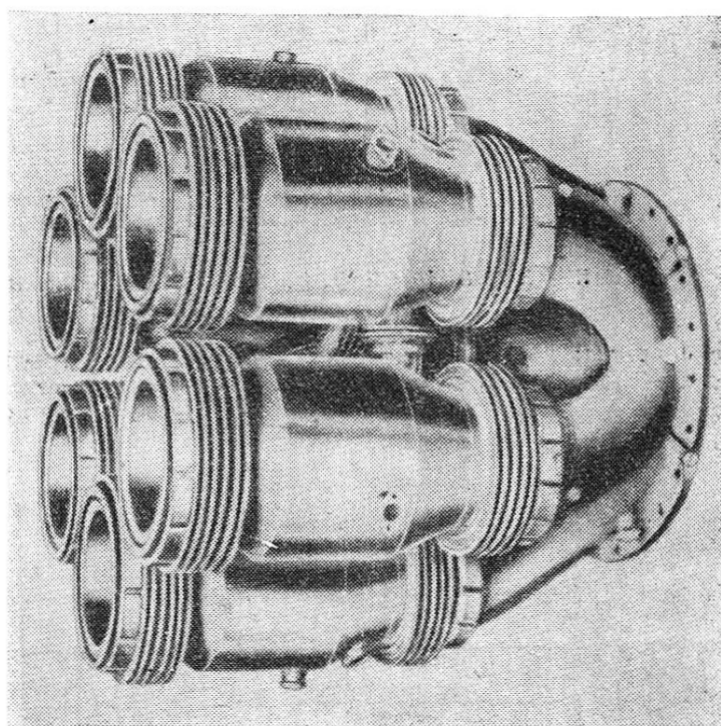
число оборотов турбины возрастает до 4 000. Продолжительность пуска составляет 65 сек. После прогрева двигателя в течение 10 мин. включают полную нагрузку. Для остановки турбины прекращают подачу топлива. Вал специальным устройством (автоматически) вращается в течение нескольких секунд через интервалы в 3 мин. до тех пор, пока температура вала и подшипников не снизится до такой, при которой специальное устройство автоматически отключается и турбина полностью останавливается.

Это устройство сделано для того, чтобы не допустить образования в металле вала внутренних температурных напряжений. Масляный и топливный насосы приводятся в действие электри-



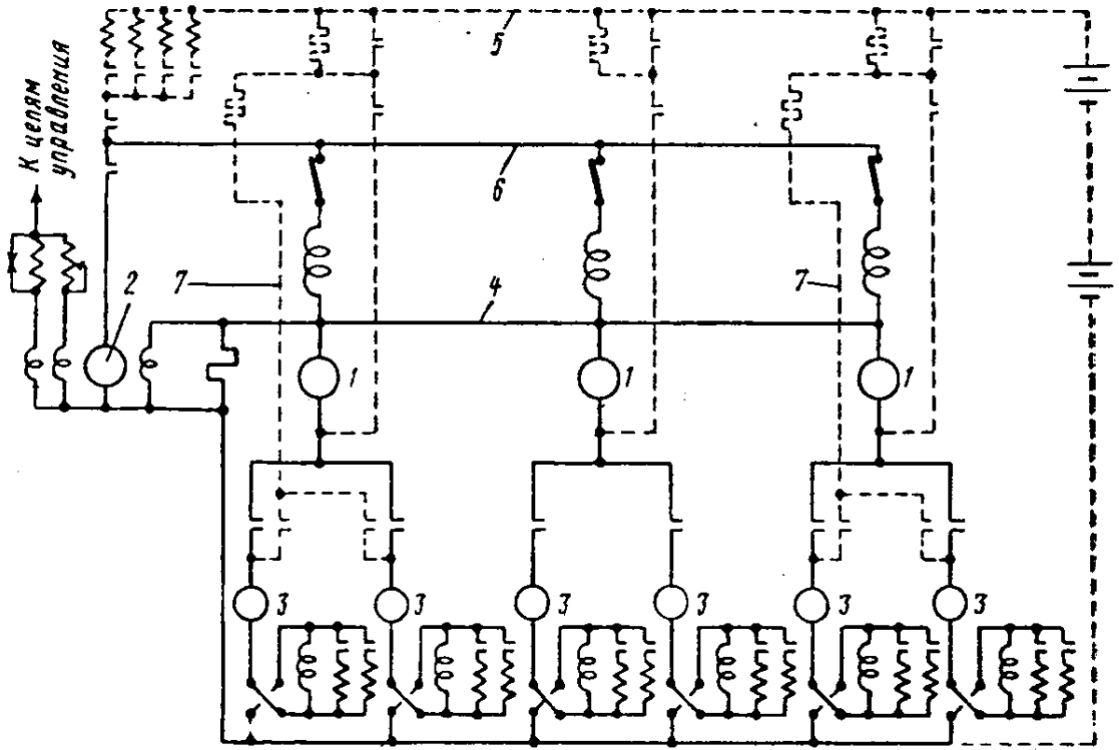
Фиг. 35. Ротор осевого компрессора газотурбовоза английских железных дорог

Фиг. 36. Камеры сгорания газотурбинной установки турбовоза английских железных дорог



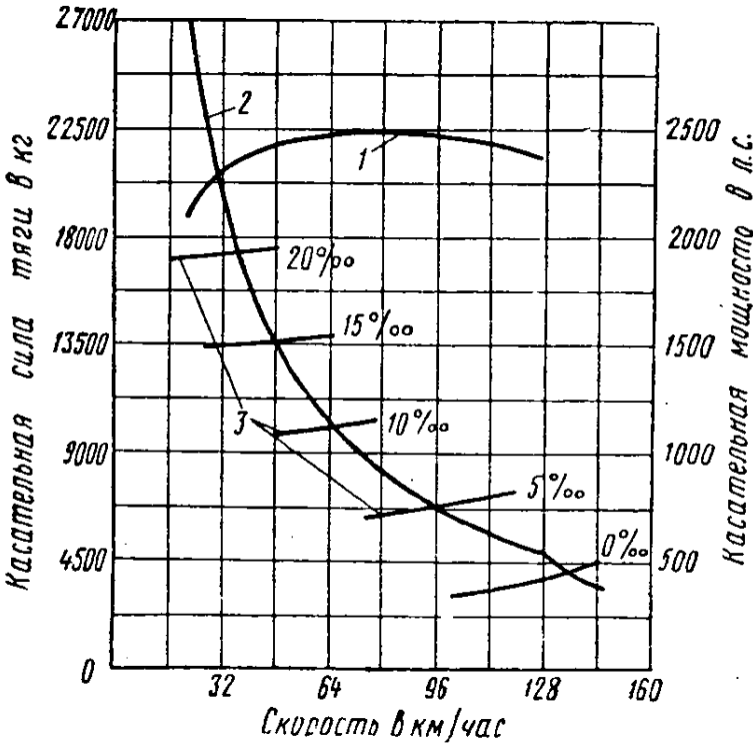
Фиг. 37. Камера сгорания и её кожух газотурбовоза английских железных дорог

ческими моторами. На фиг. 38 показана принципиальная электрическая схема газотурбовоза. Тяговая характеристика газотур-



Фиг. 38. Принципиальная электрическая схема газотурбовоза английских железных дорог:

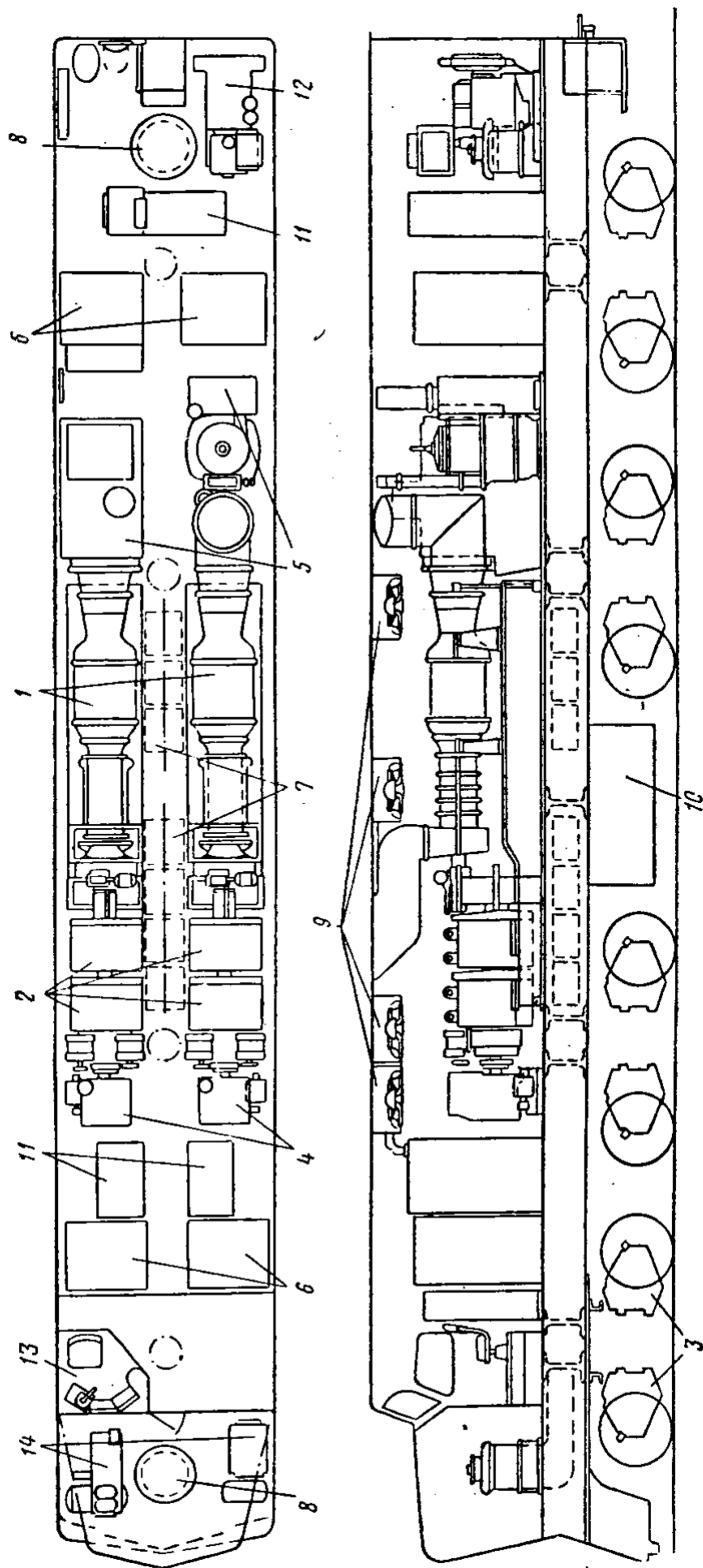
1 — генерат ры; 2 — возбудитель; 3 — тяговые электродвигатели; 4 — силовая цепь (рабо-  
бочая); 5 — цепь пуска в ход турбины; 6 — цепь возбуждения; 7 — цепь для пуска тур-  
бины при движении другим локомотивом



Фиг. 39. Тяговая характеристика газотурбовоза английских железных дорог:

1—касательная мощность; 2 — касательная сила тяги; 3 — кривые сопротивлений на различных подъёмах

бовоза приведена на фиг. 39. При полной нагрузке удельный расход топлива составляет 0,40 кг/л. с. ч., а при нагрузке 50% — 0,58 кг/л.с.ч.



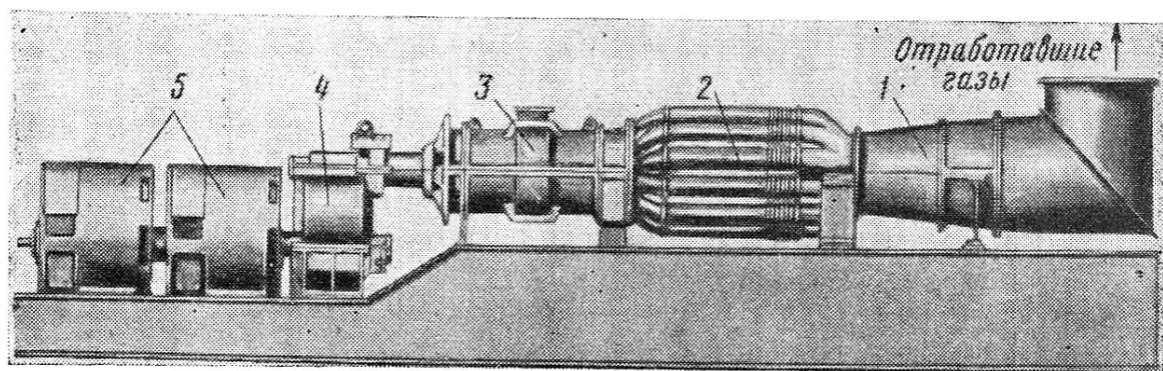
Фиг. 40. Пассажирский газотурбовоз фирмы Вестингауз (США) (схема расположения оборудования):

1 — силовая установка; 2 — главные генераторы; 3 — тяговые электродвигатели; 4 — воздушные компрессоры; 5 — паровые котлы для отопления; 6 — водяные баки; 7 — аккумуляторные батареи; 8 — вентиляторы для охлаждения тяговых электродвигателей; 9 — вентиляторы для охлаждения кузова; 10 — топливные резервуары; 11 — камеры аппаратуры управления; 12 — вспомогательный дизель-генератор; 13 — пост управления локомотивом; 14 — полки для тормозной аппаратуры

## Пассажирский газотурбовоз фирмы Вестингауз мощностью 4 000 л. с.

Пассажирский газотурбовоз (фиг. 40), построенный фирмой Вестингауз для пассажирского движения, имеет две турбины мощностью 2 000 л. с. каждая, установленные на одной платформе. Турбины работают по разомкнутому циклу на тяжёлом топливе. Аксиальный компрессор имеет 23 ступени.

Камера сгорания состоит из 12 отдельных камер (температура рабочей смеси 735°C). Запускают турбину от аккумуляторных батарей одним из генераторов, который в этом случае работает как пусковой двигатель. Аккумуляторные батареи заряжаются автоматически при работе турбины под нагрузкой.



Фиг. 41. Газотурбинная установка газотурбовоза фирмы Вестингауз:

1 — газовая турбина; 2 — камеры сгорания; 3 — аксиальный компрессор; 4 — редуктор;  
5 — генератор

После запуска турбин питание камер сгорания переводится на тяжёлое топливо. Время разгона турбин составляет 3,5 мин.

Для освещения имеется вспомогательная аккумуляторная батарея, заряжаемая от вспомогательного дизель-генератора мощностью 50 квт. Для отопления установлен паровой котёл производительностью 1 200 кг пара в час. Тяговые моторы имеют зубчатую передачу с отношением 22 : 57. Скорость газотурбовоза 160 км/час.

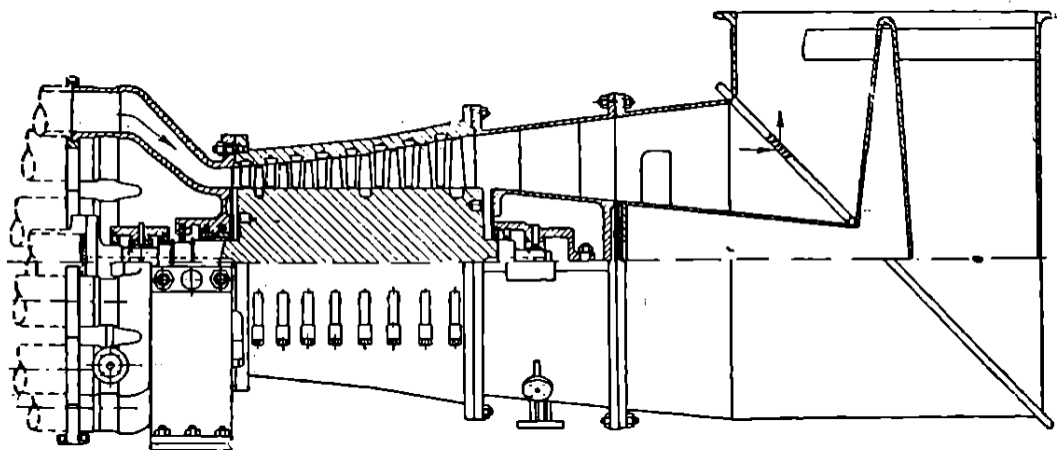
Газотурбинная установка мощностью 2 000 л. с. с генератором показана на фиг. 41.

Ротор газовой турбины соединён с ротором компрессора полым валом. В свою очередь ротор компрессора соединён с редуктором (с шевронными зубьями); число оборотов генератора постоянного тока составляет 1 150 об/мин.

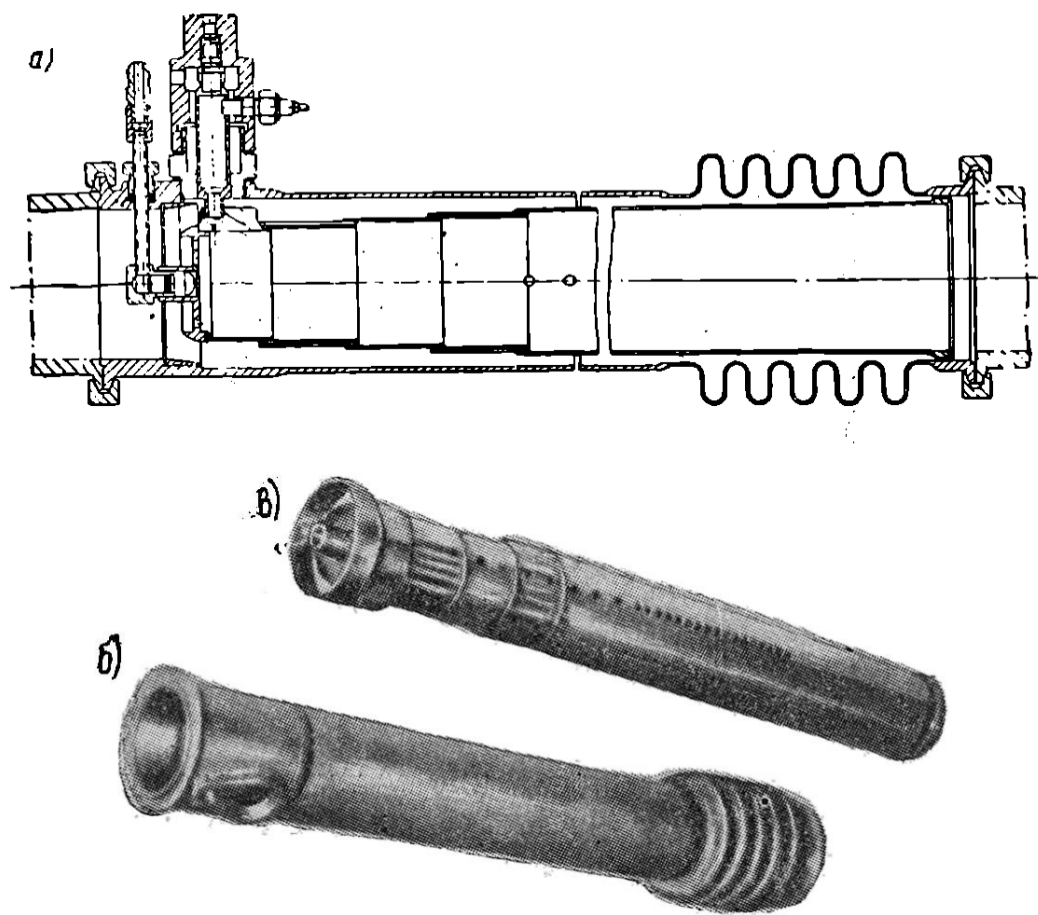
Восьмиступенчатая газовая турбина (фиг. 42) имеет мощность 6 000 л. с., из которых 4 000 л. с. тратится на компрессор. Корпус турбины отливают, а ротор отковывают из нержавеющей стали (марки 19-9 W-Mo).

Лопатки изготовляют из хромо-кобальто-вольфрамового сплава прецизионным литьём.

Камеры сгорания (фиг. 43) раздельного типа. Каждая камера *а* имеет вид цилиндра диаметром 107 мм и длиной 915 мм. Корпус *б* изготавливают из углеродистой стали; на одном конце его привари-



Фиг. 42. Газовая турбина с выхлопным патрубком газотурбовоза фирмы Вестингауз

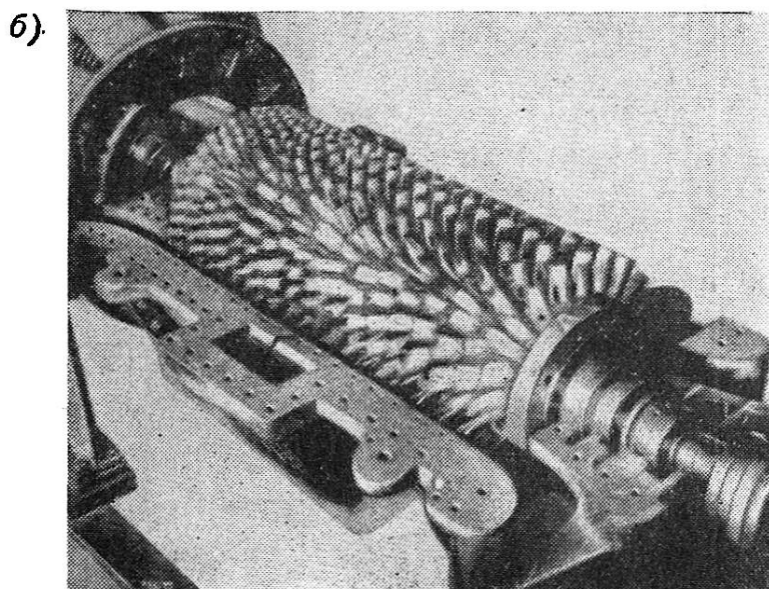
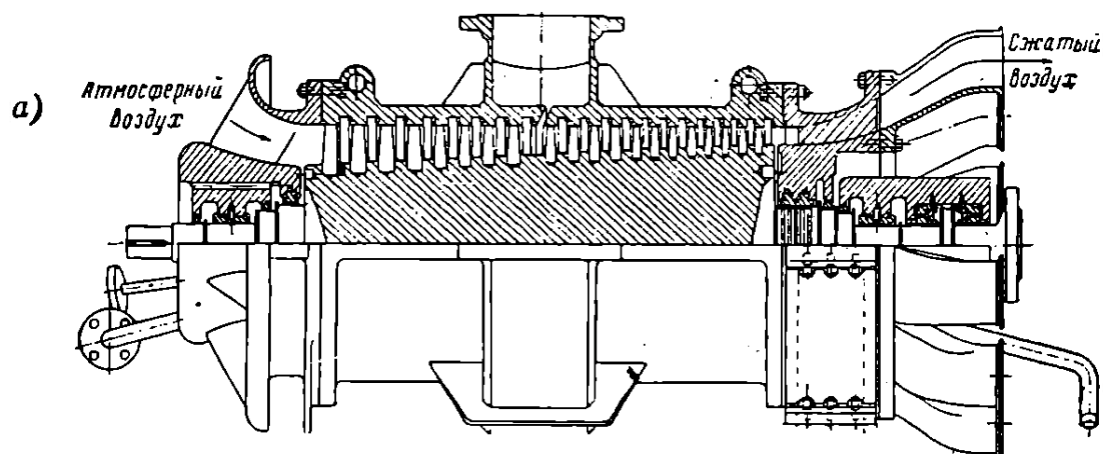


Фиг. 43. Камера сгорания

вают компенсатор. Внутренние (пламенные) трубы *в* делают сварными (точечной сваркой) из листов хромо-никелевой стали. Кроме того, концы труб ближе к форсункам набирают из нескольких элементов, из которых два делают гофрированными для лучшего охлаждения. В днища камер сгорания поставлены форсунки с

воздушным распылом подаваемого через них топлива, зажигают форсунки от ацетиленовых воспламенителей.

Необходимый для горения воздух поступает через отверстия в днищах камер, остальной воздух через отверстия в пламенной



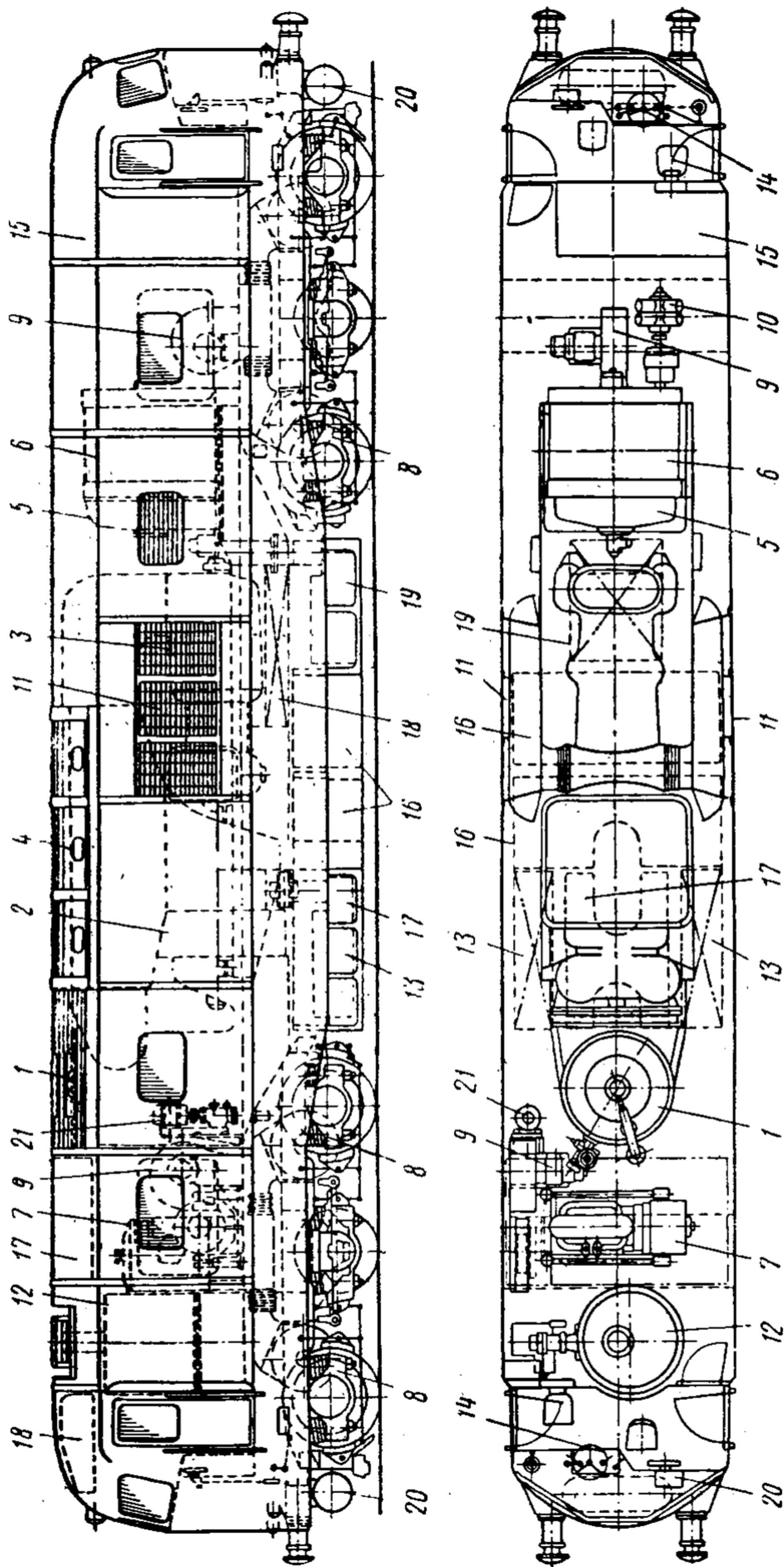
Фиг. 44. Компрессор:  
а — общий вид; б — ротор

трубе смешивается с горячими продуктами горения (горячими газами), в результате получается рабочая смесь с более низкой температурой. Тепловая напряжённость пространства пламенной трубы составляет  $1,5 \cdot 10^6$  ккал/час  $m^3$ .

Аксиальный компрессор (фиг. 44) производительностью 7 200  $nm^3/min$  имеет 20 ступеней, сжимает воздух до давления 2,5—5 *ата* в зависимости от развиваемой мощности. Лопатки штампованные из хромистой стали (Сг—20%).

### Газотурбовоз Броун-Бовери

Этот локомотив (фиг. 45) имеет две трёхосные тележки. Мощность газовой турбины 10 300 л. с.; компрессор поглощает 7 800 л. с.;



Фиг. 45. Газотурбовоз фирмы Броун-Бовери (английские железные дороги):

1 — камера сгорания; 2 — газовая турбина; 3 — компрессор; 4 — подогрев воздуха; 5 — редуктор; 6 — главный генератор; 7 — вспомогательный дизель-генератор; 8 — тяговые электродвигатели; 9 — вентилатор; 10 — мотор-компрессор и вакуумный насос; 11 — холодильник смазочного масла; 12 — паровой котёл для отопления; 13 — аккумуляторная батарея; 14 — аппарат управления; 15 — камера высокого напряжения; 16 — топливные резервуары для мазута; 17 — водяной бак для котла; 18 — бак для моторного топлива; 19 — бак для смазочного масла; 20 — воздушный резервуар; 21 — топливный насос дизеля

оставшаяся мощность 2 500 л. с. передаётся через редуктор генераторам. Газотурбовоз развивает силу тяги при скорости от 0 до 33 км/час 14 300 кг и при скорости 72,5 км/час — 5 600 кг.

Максимальная скорость 150 км/час. Сцепной вес 77 т, полный — 115 т.

### Газотурбовоз фирмы Алко мощностью 4 500 л. с. с электрической передачей

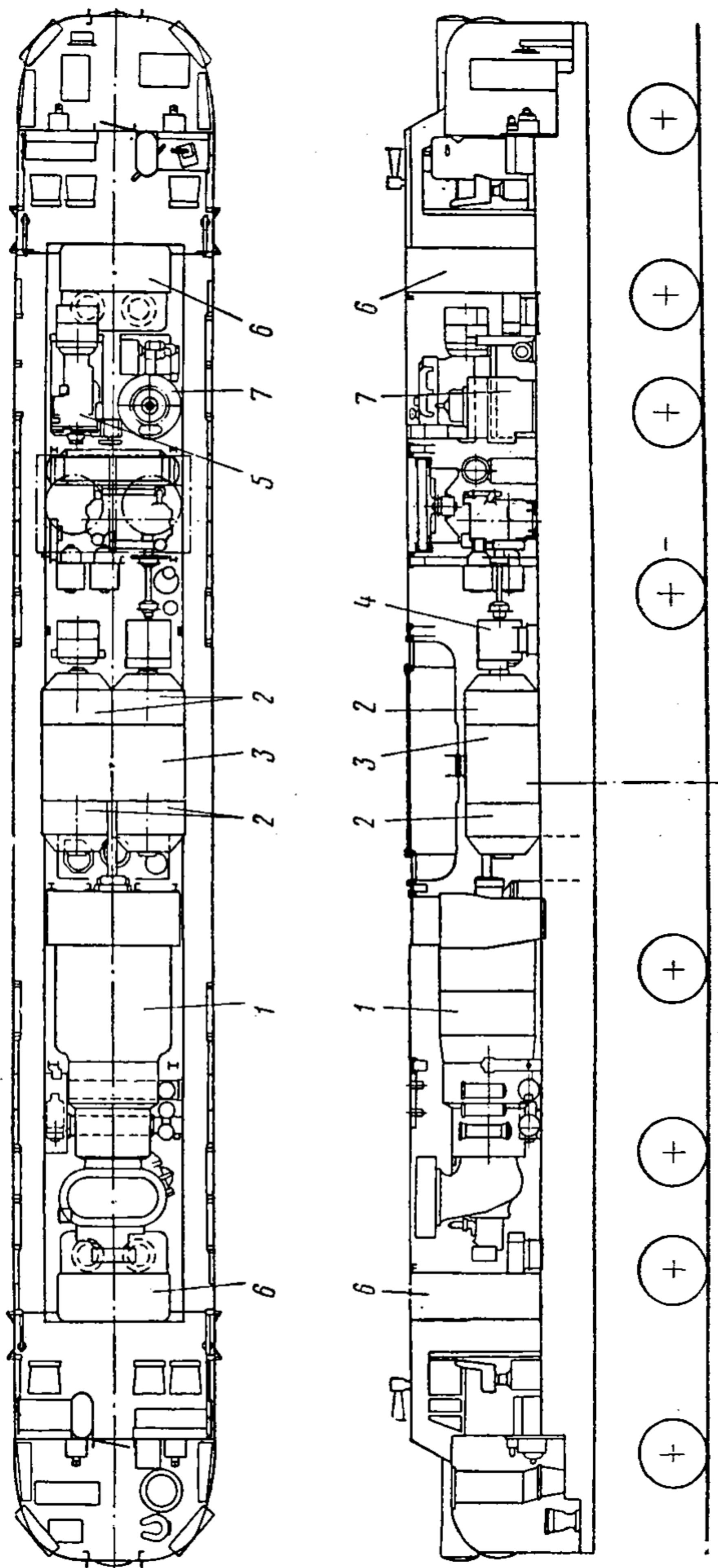
Грузовой газотурбовоз фирмы Алко (фиг. 46 и 46а) имеет три отделения: в двух крайних сосредоточено управление локомотивом; а в среднем размещено всё силовое оборудование. Рама турбовоза сделана из специальной стали.

#### Характеристика газотурбовоза

Тип . . . . .	$B_0 + B_0 + B_0 + B_0$
Мощность турбины (полезная) при температуре наружного воздуха 26°C . . . . .	4 800 л. с.
Число оборотов турбины . . . . .	6 700 об/мин.
Вес турбины . . . . .	11 340 кг
Температура газов на входе в турбину . . . . .	750°C
К. п. д. турбины . . . . .	84%
Температура отходящих газов . . . . .	450°C
Вес на 1 л. с. . . . .	50 кг
Компрессор поглощает $\frac{2}{3}$ полной мощности турбины . . . . .	—
Давление воздуха в компрессоре . . . . .	5,9 ата
К. п. д. компрессора (при сжатии 5,9:1) . . . . .	84%
Мощность, забираемая вспомогательным оборудованием . . . . .	300 л. с.
К. п. д. газотурбовоза . . . . .	17%
Расход воздуха . . . . .	2 300 м <sup>3</sup> /мин
Мощность локомотива . . . . .	4 500 л. с.
Сила тяги по сцеплению (при коэффициенте сцепления 0,25) . . . . .	56 700 кг
Сила тяги при скорости 30,5 км/час . . . . .	31 000 »
Максимальная скорость . . . . .	127,1 км/час
Передаточное число редуктора . . . . .	4,1956
Сцепной вес (и полный) . . . . .	226 800 кг
Число движущих осей . . . . .	8
Диаметр колёс . . . . .	1,07 м
Жёсткая база локомотива . . . . .	2,85 »
Полная колёсная база . . . . .	20,8 »
Запас воды для охлаждения . . . . .	550 л
Запас воды для котла . . . . .	2 150 »
Запас песка . . . . .	1,3 м <sup>3</sup>
Запас топлива (при мощности турбины 4 800 л. с.) на 12 час. работы . . . . .	25 т

Схема силового агрегата газотурбовоза показана на фиг. 47. Двухступенчатая турбина (ротор) соединена специальным устройством с пятнадцатиступенчатым компрессором.

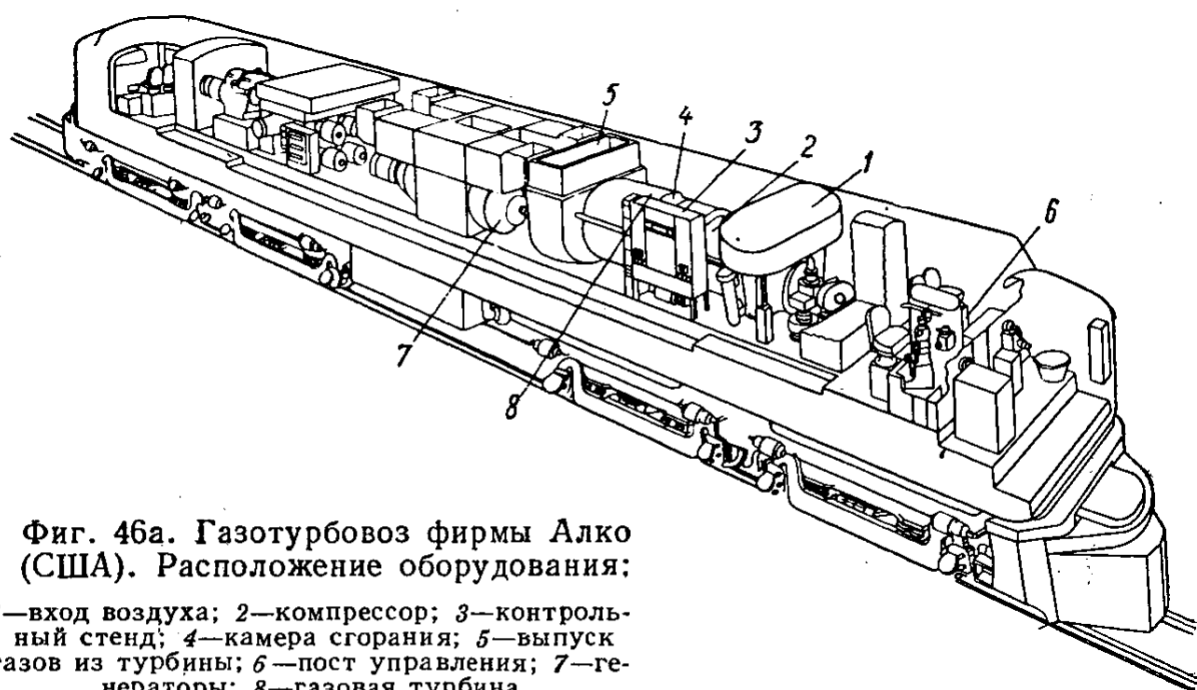
Топливо через форсунки подаётся в шесть камер сгорания, где воспламеняется с помощью свеч зажигания.



Фиг. 46. Газотурбовоз фирмы Алко (США):

1 — газовая турбина; 2 — главные генераторы; 3 — редуктор; 4 — генератор переменного тока; 5 — пусковой дизель;  
6 — кабина высокого напряжения; 7 — котёл

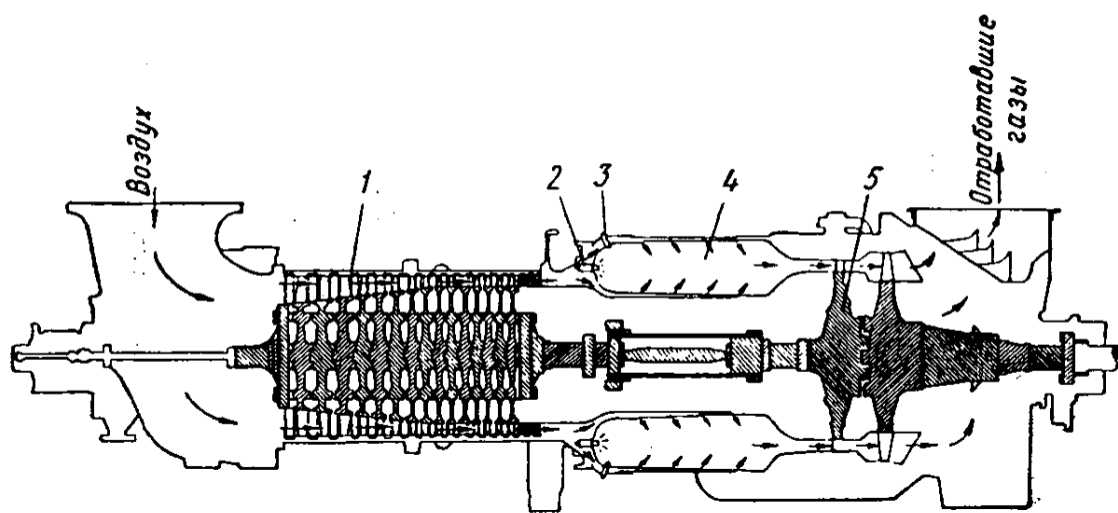
Запускают турбину (до 3 500 об/мин.) от пускового дизеля. Для этого один из четырёх генераторов, соединённых с турбиной через редуктор, переключают для работы в качестве пускового



Фиг. 46а. Газотурбовоз фирмы Алко (США). Расположение оборудования:

1—вход воздуха; 2—компрессор; 3—контрольный стенд; 4—камера сгорания; 5—выпуск газов из турбины; 6—пост управления; 7—генераторы; 8—газовая турбина

двигателя, который питается током от вспомогательного генератора, приводимого во вращение отдельным (пусковым) дизелем. Запуск производится на дизельном топливе в течение 45 сек., затем в течение дальнейших 155 сек. скорость турбины повышается до



Фиг. 47. Схема силового агрегата газотурбовоза:

1 — компрессор; 2 — топливные форсунки; 3 — свечи зажигания; 4 — камеры сгорания; 5 — турбина

4 700 об/мин. и её переводят на тяжёлое топливо. Кривые расхода топлива в зависимости от скорости при различной мощности и температуре отработавших в турбине газов показаны на фиг. 48. При

построении этих кривых за 100% принят расход топлива при мощности 5 000 л. с. при 6 700 об/мин. и расчётной скорости движения локомотива.

### Газотурбовоз фирмы Джeneral Электрик

Фирмой Джeneral Электрик построено несколько газотурбовозов мощностью 4 500 л. с. с электрической передачей. Газовая турбина (7 000 об/мин.) через редуктор приводит в действие 4 генератора (1 650 об/мин.), один из которых при запуске турбины работает как электродвигатель, получая ток от вспомогательного дизель-генератора. К. п. д. газотурбовоза с газотурбинной установкой без генератора около 17%.

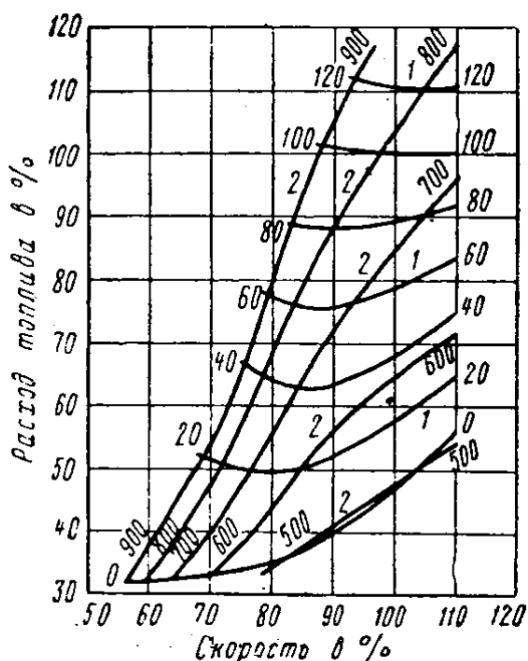
Для нормальной работы газотурбинной установки необходимо до 4 500 м<sup>3</sup>/мин воздуха, который засасывается через фильтры, расположенные почти на всех газотурбовозах в боковых стенках кузова. Такие фильтры обладают значительным гидравлическим сопротивлением, снижающим давление воздуха перед компрессором и, следовательно, мощность всей установки.

На газотурбовозах фирмы Джeneral Электрик воздушные фильтры расположены в верхней части кузова на крыше, что позволило увеличить их площадь, сократить путь воздуха, этим уменьшить гидравлическое сопротивление воздушного тракта и увеличить полезную мощность турбины.

### Газотурбовоз с гидромеханической передачей (проект) фирмы Аллис Чалмерс

Проектный газотурбовоз мощностью 6 000 л. с. с гидромеханической передачей показан на фиг. 49. Этот газотурбовоз с двумя трёхосными тележками имеет две одинаковые по мощности силовые установки по 3 000 л. с. каждая, расположенные симметрично по концам локомотива.

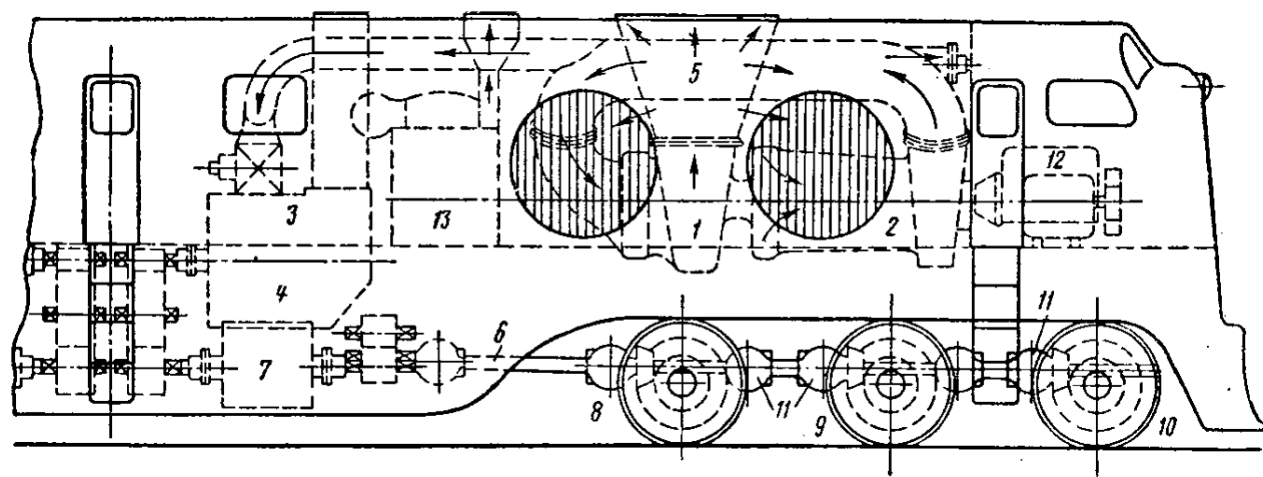
Каждая из силовых установок мощностью 3 000 л. с. имеет две турбины: одна из них 1 вращает аксиальный компрессор 2, а другая 3 работает на редуктор 4, понижающий число оборотов турбины к ведущей оси до 1 500 об/мин. при максимальной скорости газотурбовоза 150 км/час. Камера сгорания 5 генерирует рабочую смесь для обеих турбин. Между редуктором 4 и ведущим валом 6



Фиг. 48. Кривые расхода топлива в зависимости от скорости:

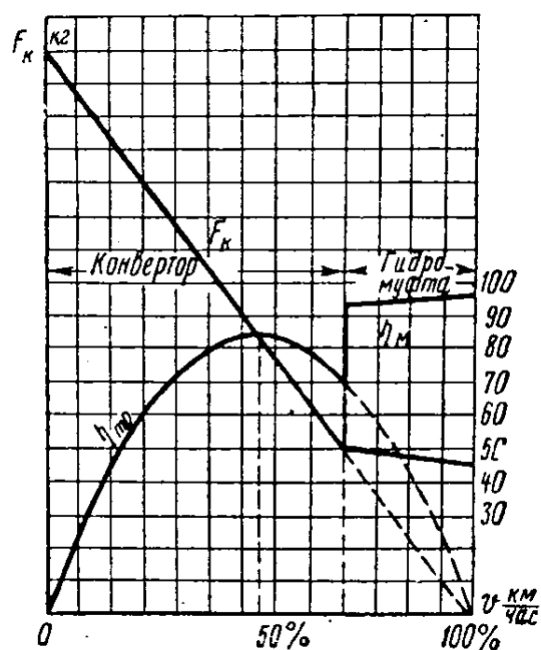
1 — в зависимости от мощности газотурбовоза на крюке в %; 2 — от температуры

поставлен двойной агрегат 7, состоящий из гидравлических конверторов и гидромуфты. Один из конверторов предназначен для прямого, другой для обратного хода. Конвертор работает до скорости 76 км/час. При больших скоростях муфта соединяется с редуктором непосредственно.



Фиг. 49. Газотурбовоз с гидромеханической передачей

Следует заметить, что к. п. д. гидромеханической передачи, состоящей из конвертора и муфты, зависит от нагрузки и скорости (фиг. 50). При малых скоростях он вообще очень мал (равен нулю при скорости, близкой к нулю) и повышается при больших скоростях.



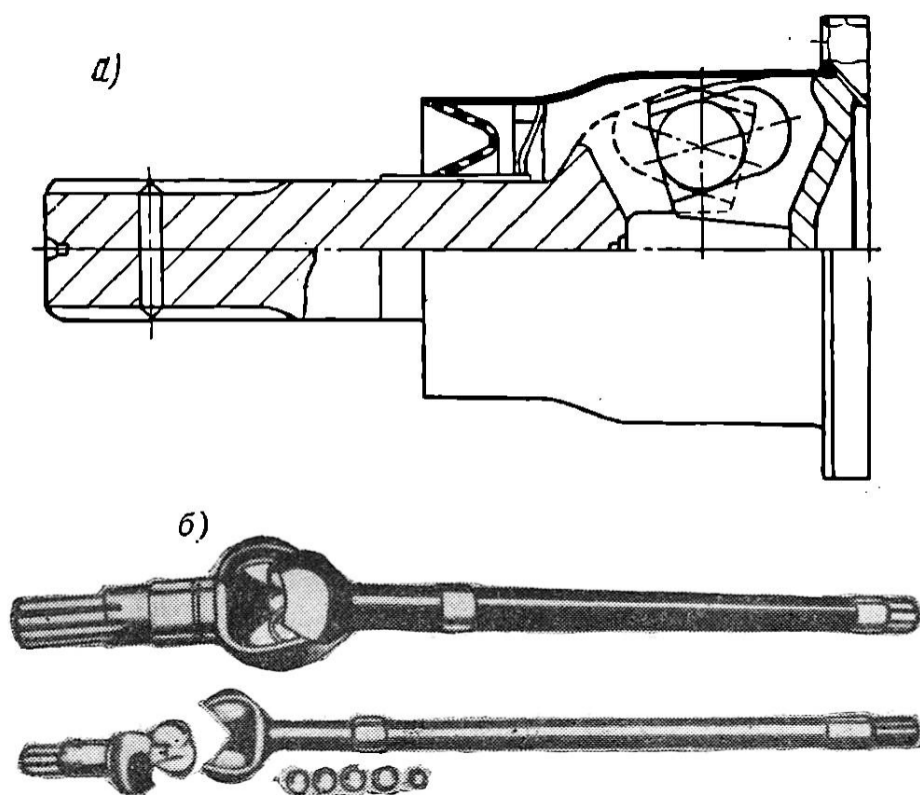
Фиг. 50. Зависимость от скорости силы тяги и к. п. д. гидромеханической передачи

К. п. д. передачи достигает 90% при работе непосредственно через гидравлическую муфту. Передача от ведущего вала 6 (фиг. 49) к крайнему универсальному шарниру 8 совершается с помощью гипоидальной зубчатой передачи с передаточным числом 22/51. К средней оси 9 и передней 10 передача совершается при помощи универсальных шарниров 11. Конструктивное выполнение этих узлов позволяет валу колебаться вместе с рамой относительно осей 8, 9 и 10 (гибкое соединение показано на фиг. 51). Для запуска турбины служит вспомогательный дизель-генератор 12 (фиг. 49). Для отопления поезда имеется паровой котел 13.

Основные данные этого газотурбовоза следующие:

Полный вес турбовоза в рабочем состоянии . . . . .	195 000 кг
Число осей . . . . .	6
Запас топлива (для турбины) . . . . .	14 000 кг

Запас топлива для котла . . . . .	3 220 кг
Запас воды . . . . .	11 340 »
Запас смазочного масла . . . . .	1 315 »
Запас песка (1,1 м <sup>3</sup> ) . . . . .	1 814 »
Вес турбовоза в порожнем состоянии . . . . .	163 300 »
Сила тяги при трогании с места . . . . .	40 820 »
Коэффициент сцепления для порожнего турбовоза . . . . .	1/4
Коэффициент сцепления для рабочего состояния . . . . .	1/4,78
Максимальное число оборотов турбины . . . . .	6 000 об/мин.
Максимальная мощность (обеих установок) . . . . .	6 000 л. с.
Максимальная скорость . . . . .	190 км/час
Диаметр колёс . . . . .	1,295 м
Число паровых котлов для отопления . . . . .	4
Паропроизводительность каждого котла . . . . .	725 кг/час
Передаточное число гипоидальной передачи ведущей оси . . . . .	22/51
Максимальное число оборотов тягового вала (при скорости 120 км/час) . . . . .	1 833 об/мин.
Высота турбовоза . . . . .	4 572 м
База каждой тележки . . . . .	4 572 »
Расстояние между шкворнями тележек . . . . .	17,07 »
Полная длина турбовоза (между центрами сцепок) . . . . .	25,3 »



Фиг. 51. Кардан

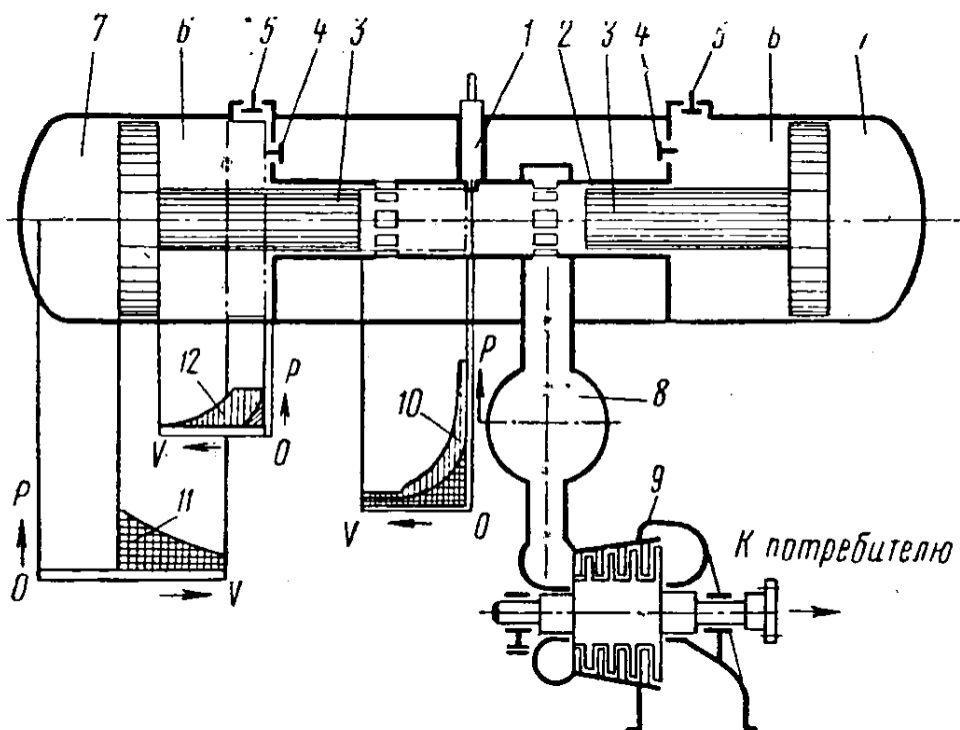
а—схема; б—внешний вид

## Газотурбовозы МВТУ

Кафедра тепловозостроения МВТУ под руководством проф. А. Н. Шелеста разработала два проекта газотурбовоза с механическим генератором газов.

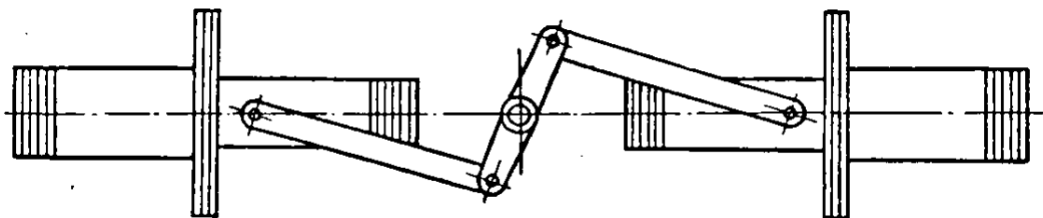
В отличие от описанных выше газотурбовозов эти локомотивы не имеют камеры сгорания (а следовательно не могут иметь и реге-

нераторов). На каждом локомотиве установлены четыре механических генератора, подающих газ к газовой турбине. Устройство механического генератора (фиг. 52) заключается в следующем. Двухтактный двигатель внутреннего сгорания со свободно движущимися поршнями имеет внутреннюю рабочую полость 2, в которую в конце сжатия подаётся топливо через форсунку 1. Процесс



Фиг. 52. Схема механического генератора газа

происходит за один оборот по двухтактному смешанному циклу. Синхронность движения обоих поршней обеспечивается системой рычагов, как это показано на фиг. 53. Газы сгорания в конце хода расширения выпускаются в промежуточный ресивер 8 (фиг. 52) и оттуда в газовую турбину 9. Поршни двигателя выполнены сту-

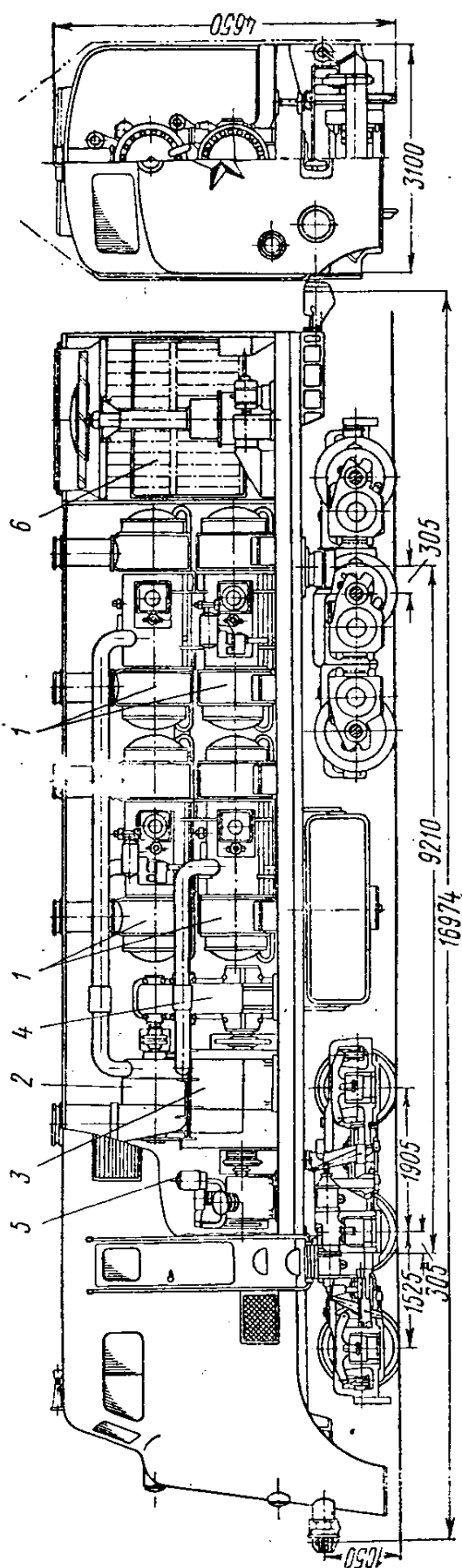


Фиг. 53. Синхронизирующий механизм двигателя со свободно движущимися поршнями

пенчатыми. Поршень большого диаметра предназначен для создания воздушных подушек в камере 7, служащих для возвращения поршней двигателя в исходное положение. При этом рабочий воздух, поступающий в цилиндр через щели, открываемые поршнями в конце хода расширения, сжимается до температуры, обеспечивающей самовоспламенение топлива. Смесь отработавших газов с продувочным воздухом подается в газовую турбину 9. Число циклов в минуту регулируется подачей топлива.

Реактивная газовая турбина имеет мощность на валу 3 000 л. с. при 7 200 об/мин. Для охлаждения воды двигателя и масла поставлены водяные и масляные холодильники с ребристыми трубками, обдуваемыми воздухом. Поверхность охлаждённых водяных холодильников 419 м<sup>2</sup>, масляных—538 м<sup>2</sup>. Мощность, затрачиваемая на вентилятор, 85 л. с. Главная рама локомотива расположена на двух трёхосных тележках. По первому проекту локомотив запроектирован с электрической передачей (фиг. 54). Газовая турбина 2 вращает главный генератор постоянного тока 3; через редуктор 4 от главного генератора вращение передаётся возбuditелю, вспомогательному генератору и воздушному компрессору 5, снабжающему тормоза. Передача на движущие оси производится с помощью индивидуальных тяговых моторов (с трамвайной подвеской). Касательная мощность локомотива  $N_k = 2\,400$  л. с. На фиг. 55 приведены тяговые характеристики этого локомотива по сравнению с тепловозом ТЭ2. К. п. д. достигает 30%. Служебный вес локомотива 126 т.

Во втором проекте (фиг. 56) вместо электрической передачи применена турбомеханическая. Здесь газовые турбины 2 расположены на тележках и передают вращение через редуктор 3 тяговому валу 4. С помощью спарников усилие передаётся на три сцепные оси. Касательная



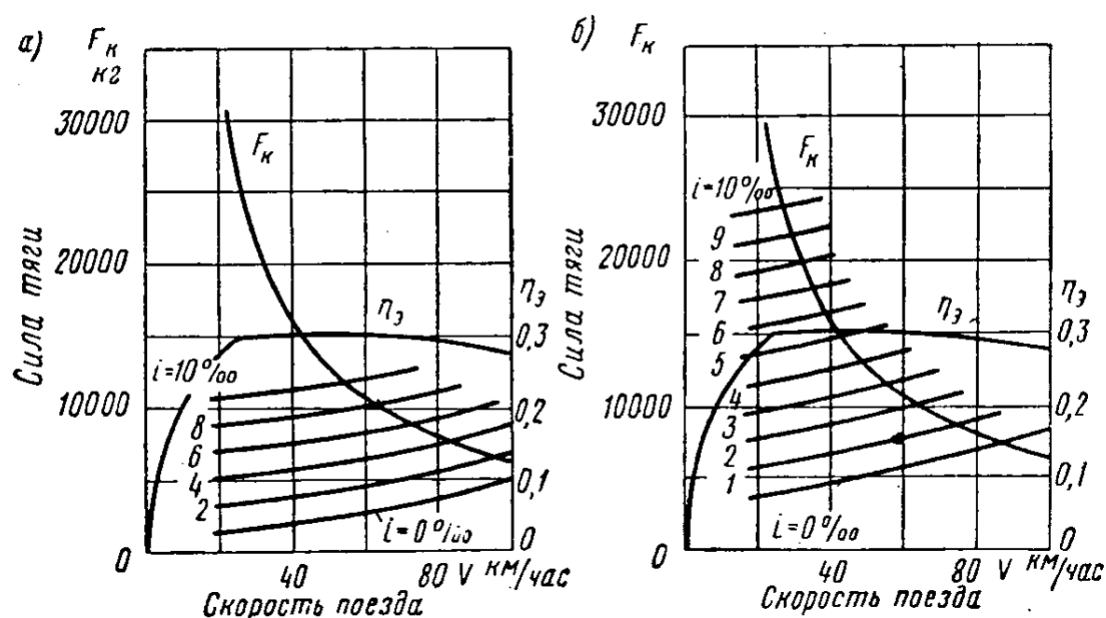
Фиг. 54. Газотурбовоз МВТУ с электрической передачей:

1 — механические генераторы; 2 — газовая турбина; 3 — генератор постоянного тока; 4 — редуктор; 5 — тормозной компрессор; 6 — холодильник

мощность локомотива 2 500 л. с. Мощность газовых турбин (по одной на каждой тележке) по 4 500 л. с. при 9 000 об/мин., число оборотов колёс 253 об/мин., передаточное число 35,6 распределяется на три ступени: 3,9; 3,24; 2,82 при прямом ходе и 3,9; 3,07; 2,82 при обратном.

Система охлаждения воды и масла такая же, как и в первом проекте. Вес локомотива в рабочем состоянии 120 т.

Тяговая характеристика этого локомотива с турбомеханическим приводом приведена на фиг. 57, на которой также показано



Фиг. 55. Тяговые характеристики и экономичность по использованию топлива ( $\eta_z$ ), отнесённая к ободу колёс газотурбовоза МВТУ с электрической передачей:

а — с пассажирским составом весом 800 т; б — с грузовым составом весом 1 840 т

изменение к. п. д. локомотива и секундного расхода газа турбиной в зависимости от скорости движения. Максимальная величина к. п. д. локомотива достигает 32%.

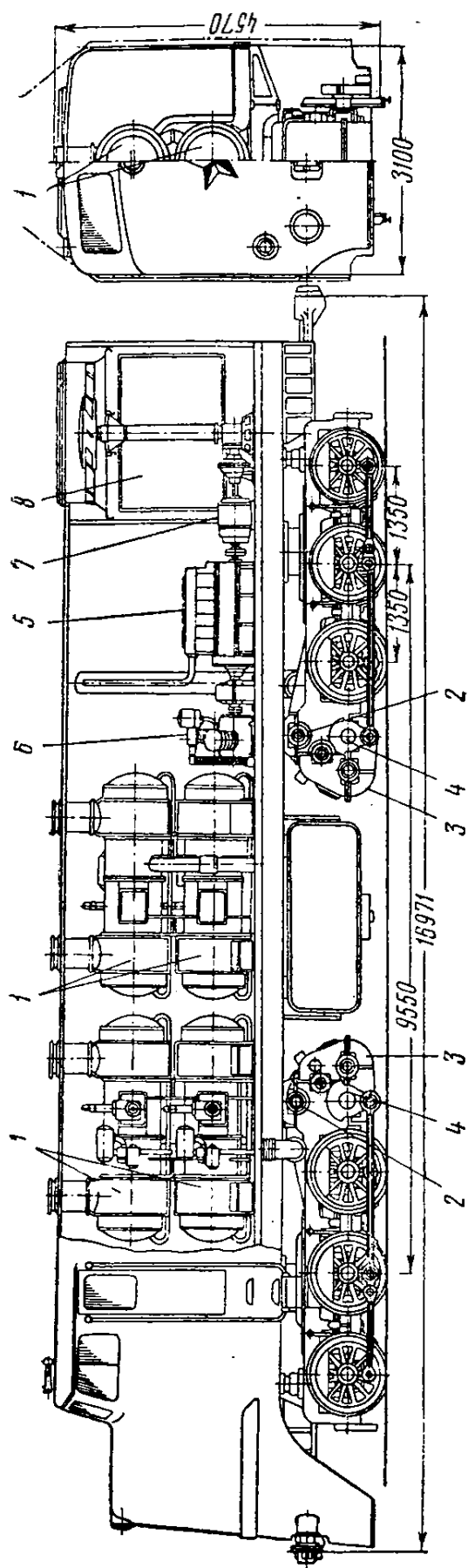
Рассмотренные схемы газотурбовозов МВТУ представляют большой интерес ввиду отсутствия дорогостоящей камеры сгорания.

Использование горючего в цилиндре двигателя значительно повышает к. п. д. установки, который у газотурбовоза даже при наличии регенератора не превышает 16%.

Кроме того, отсутствие особого (осевого) компрессора, роль которого играют поршни двигателя, не только снижает стоимость постройки локомотива, но и значительно удешевляет ремонт, не говоря уже о большей надёжности в работе. Это особенно касается регенератора, подвергающегося во время работы засорению, что ведёт к снижению его к. п. д.

### Газотурбовоз Рено-Пескара с карданным приводом

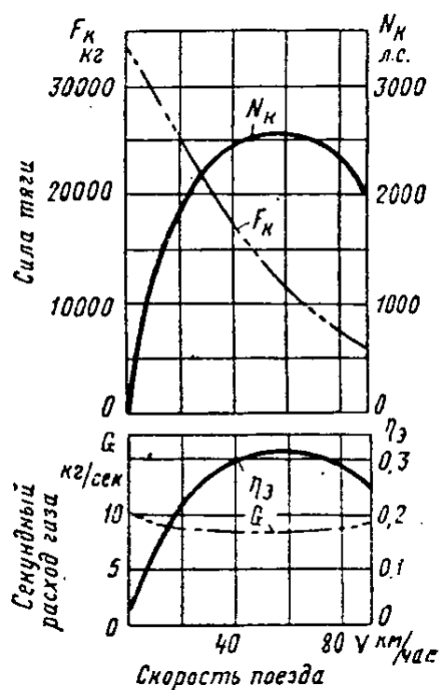
В этом локомотиве передача энергии от двигателя к движущим осям выполнена в виде карданного привода. Внешний вид и рас-



Фиг. 56. Газотурбовоз МВТУ с турбомеханическим приводом:

1 — безвалвные механические генераторы газа; 2 — газовые турбины на тележках тепловоза; 3 — редукторы; 4 — тяговый вал; 5 — вспомогательный двигатель типа Д-6 мощностью 150 л.с. при  $n=1500$  об/мин.; 6 — компрессор для тормозов пуска генератора; 7 — вспомогательный генератор; 8 — водяной и вспомогательный холодильники

положение оборудования в кузове такого локомотива показаны на фиг. 58 и 58а. Двигатель с расходящимися поршнями 6 подаёт газы в ресивер 5 и по трубопроводу 7 и перепускной трубе 8 в газовую турбину 17. Все эти устройства смонтированы в машинном отделении. Кроме того, на локомотиве



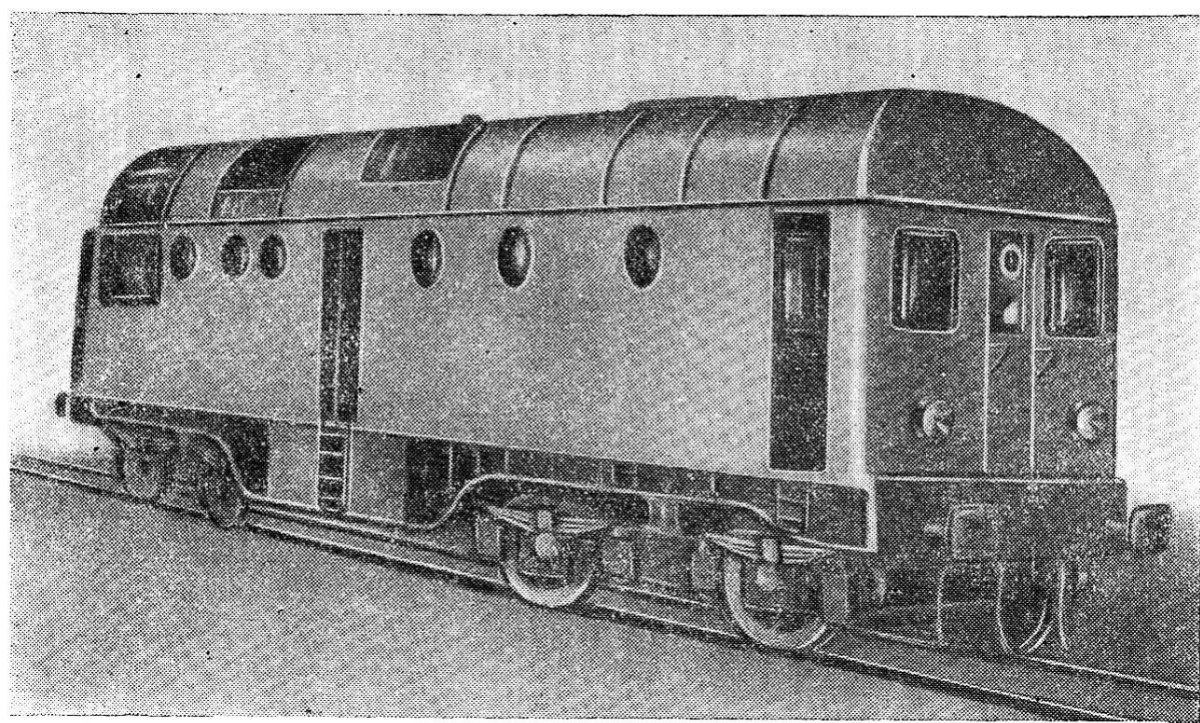
Фиг. 57. Тяговая характеристика, секундный расход газа и экономичность по использованию топлива ( $\eta_z$ ), отнесённая к ободу колёс газотурбовоза МВТУ с турбомеханическим приводом

устроены отделение вспомогательных агрегатов и посты управления 1 (с каждой стороны локомотива), отделённые от машинного отделения перегородками.

Крутящий момент турбины к коробке передач, состоящей из зубчатого редуктора 20, передаётся карданным валом 18. Для

изменения направления движения локомотива в коробке передач помещены специальные зубчатые колёса, которые можно включать только на стоянке. От коробки передач вращение передаётся двумя карданными валами 16 к двум специальным редукторам 13, расположенным на каждой из тележек 15. Редукторы соединены между собой промежуточным карданным валом 14.

В отделении вспомогательных агрегатов установлен вспомогательный дизель 21 мощностью 90 л. с. для приведения в действие вентилятора 3, воздушный тормозной компрессор и компрессоры,

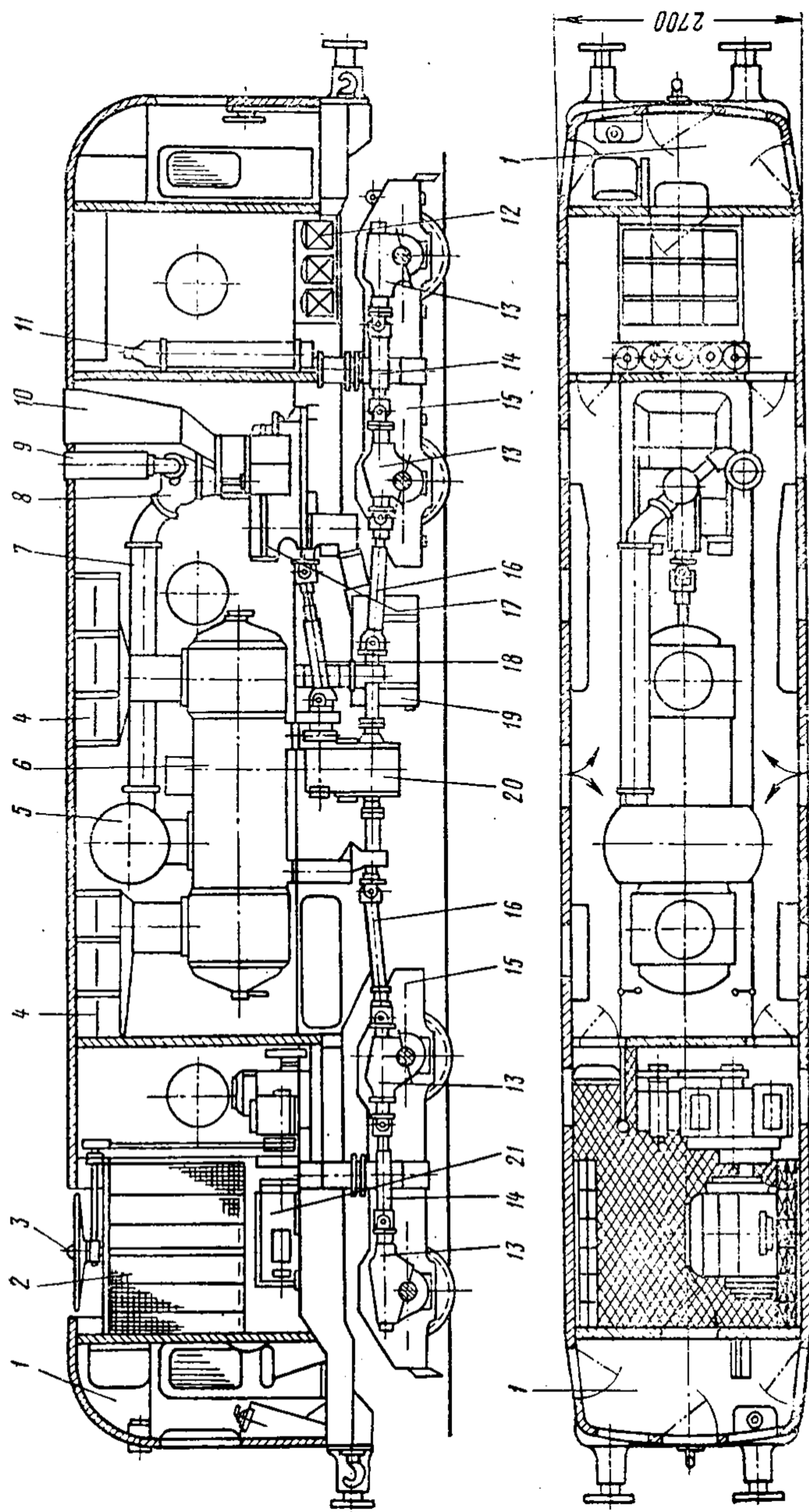


Фиг. 58. Газотурбовоз Рено-Пескара с карданным приводом

подающие сжатый воздух для пуска основного двигателя, а также для зарядки аккумуляторов и для привода масляного и водяного насосов.

Охлаждающие радиаторы 2 размещены по бокам корпуса локомотива. Фильтры 4, очищающие воздух, поступающий в двигатель, расположены на крыше локомотива, выпускная труба 10 отработавших в турбине газов и перепускная труба 9 имеют выход на крышу. В нижней части машинного отделения расположены: бак 19 с маслом для турбины, резервуары с водой и бак для топлива.

Между задним постом управления локомотива и машинным отделением расположена камера для аккумуляторов 12 и баллонов 11 со сжатым воздухом, который нужен для пуска основного двигателя 6 и управления механизмами. Схема газо-воздушного тракта комбинированной теплосиловой установки газотурбовоза показана на фиг. 59. Через воздушные фильтры 1 со специальными перегородками 2, защищающими двигатель от попадания в него пыли и воды из атмосферы, воздух по трубопроводу 4 поступает

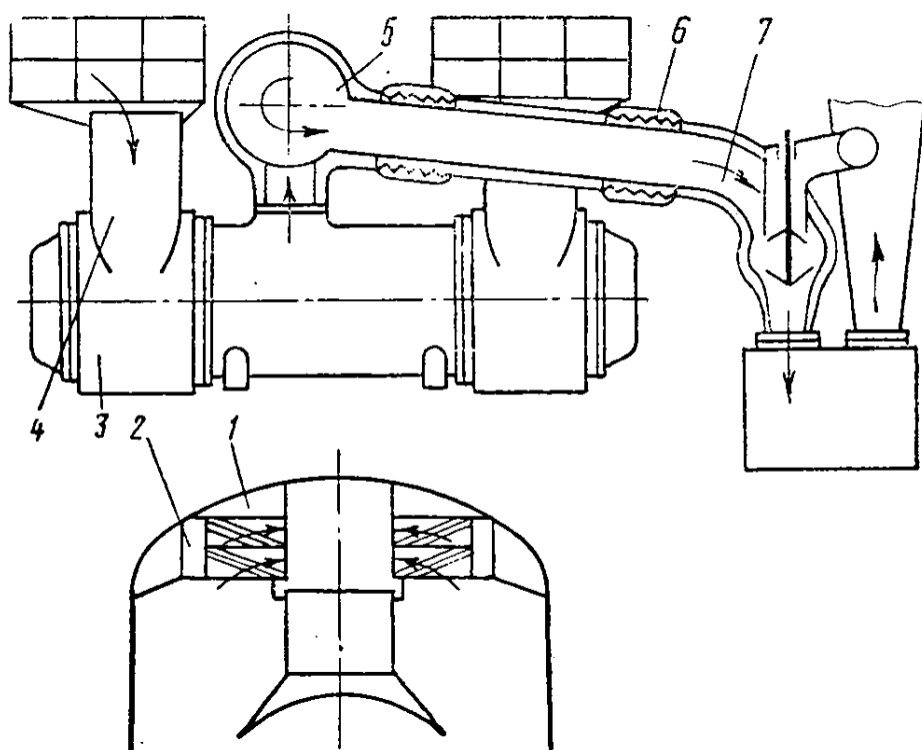


Фиг. 58а. Расположение оборудования на газотурбовозе Рено-Пескара с карданным приводом

в воздушный ресивер 3 и далее в цилиндр компрессора двигателя. Выпускные газы из двигателя поступают в ресивер 5 и далее по трубопроводу 7 в газовую турбину.

Концы трубопровода 6 сделаны гофрированными, чтобы температурные деформации не создавали дополнительных напряжений при работе соединения. В конце выпускного трубопровода имеются специальные устройства для защиты от попадания в него атмосферных осадков.

Газотурбовоз работает в двух диапазонах скоростей: один до 71 км/час и другой до наибольшей скорости — 125 км/час. Этот локомотив отличается от тепловоза с непосредственной



Фиг. 59. Схема газо-воздушного тракта комбинированной теплосиловой установки газотурбовоза

передачей тем, что крутящий момент при трогании с места примерно в 3,5 раза больше, чем при максимальном числе оборотов турбины, в то время как у дизеля этот момент очень мал и он не может работать при малых числах оборотов.

Мощность локомотива регулируют изменением давления воздуха, подаваемого в трубопровод, действуя рычагом на редукционный клапан. Этот клапан изменяет открытие перепускной трубы. В начале пуска двигатель работает с минимальной нагрузкой при открытой дроссельной заслонке. Прикрывая затем дроссельную заслонку в перепускной трубе, увеличивают подачу рабочего газа к турбине. После закрытия заслонки (разобщение ресивера от атмосферы) вступает в работу регулятор (сервомотор), действующий на подачу топлива, крутящий момент двигателя увеличивается.

При работе по указанной схеме (схема переменного давления) к. п. д. локомотива достигает 33%, удельный расход топлива сни-

жается вдвое по сравнению с газотурбовозом, работающим при постоянном давлении (см. турбовоз швейцарских железных дорог, а именно: 190 г/л. с. ч. вместо 400 г/л. с. ч.); при этом температура поступающих в турбину газов несколько ниже (500 против 600°C).

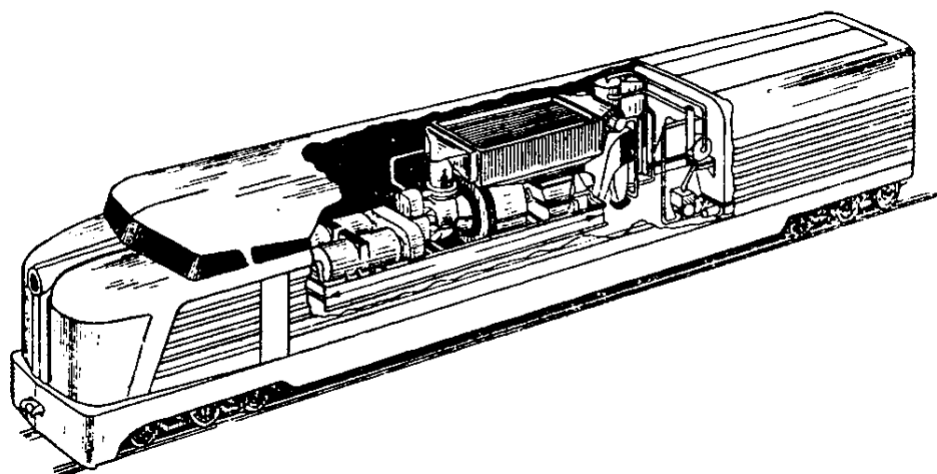
### Газотурбовоз Гётаверкен

В 1954 г. в Швеции фирма Гётаверкен проводила испытания построенного газотурбовоза оригинальной конструкции с гидромеханической передачей. На этом газотурбовозе вместо компрессора и камеры сгорания был установлен шестицилиндровый двухтактный дизель (мощностью 1 300 л. с.) с расходящимися поршнями и высоким наддувом. Отходящие из двигателя газы при давлении около 4 ат и температуре 500° С поступают в газовую турбину, которая развивает мощность 1 000 л. с. при 12 500 об/мин. Воздух под давлением 5 ат в рабочие полости цилиндров дизеля подается воздушным компрессором. Поршень этого компрессора диаметром больше, чем поршень двигателя, составляет одно целое с его верхним поршнем.

Полный и сцепной вес локомотива составляет 60 т. Максимальная скорость 90 км/час.

## 6. ГАЗОТУРБОВОЗ НА ПЫЛЕУГОЛЬНОМ ТОПЛИВЕ

Газотурбовозы, использующие нефть в качестве топлива, не всегда выгодны в эксплуатации.



Фиг. 60. Газотурбовоз на пылеугольном топливе

Чтобы заменить дорогостоящее нефтяное топливо другим, была разработана конструкция газотурбовоза с использованием угольной пыли. Такой газотурбовоз фирмы Аллис Чалмерс показан на фиг. 60.

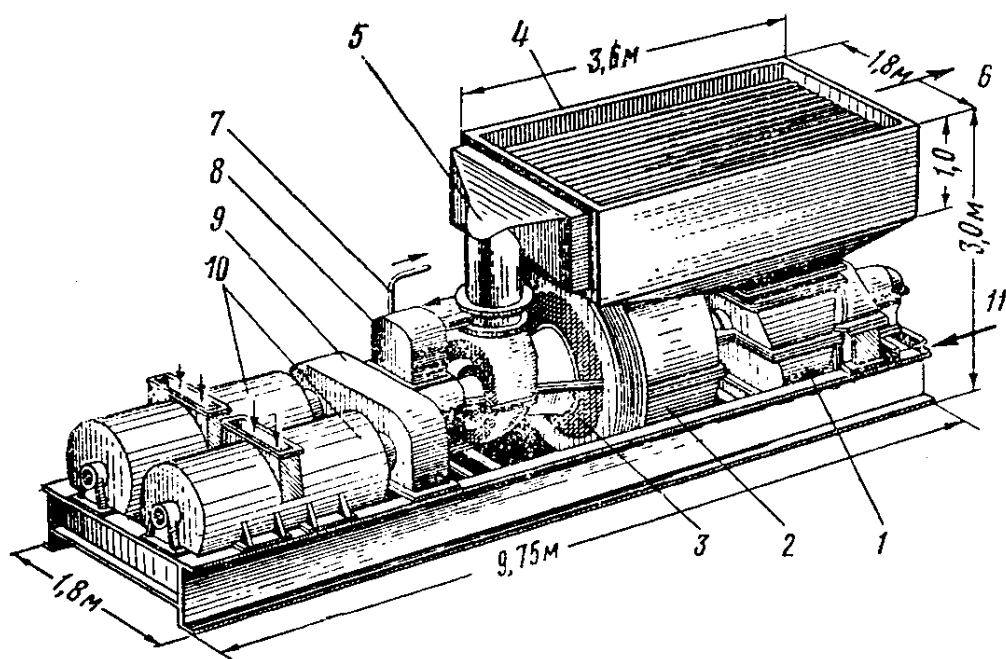
Характеристика турбинной установки на пылеугольном топливе следующая: температура рабочего газа 700°C при степени сжатия воздуха 4,8:1 и при температуре наружного воздуха 20°C.

Газотурбинная силовая установка (фиг. 61 и 62) имеет шестиступенчатую турбину реактивного типа, которая при 5 700 об/мин. раз-

вивает мощность 12 243 л. с. Эта турбина соединена с аксиальным компрессором и далее через редуктор, понижающий число оборотов до 1 350 об/мин., с генераторами постоянного тока. Установка имеет регенератор. Материал лопаток турбин содержит кобальта 20%, хрома 20%, никеля 20%, тингстена 4%, колумбия 4%, молибдена 4%.

Вспомогательные устройства в виде двух генераторов переменного тока по 175 квт, одного возбuditеля 30 квт и одного генератора постоянного тока 40 квт смонтированы на кожухе генератора.

Уголь из бункера 1 (фиг. 63) предварительно измельчается и подсушивается в отделении 2, куда поступает горячий воздух из



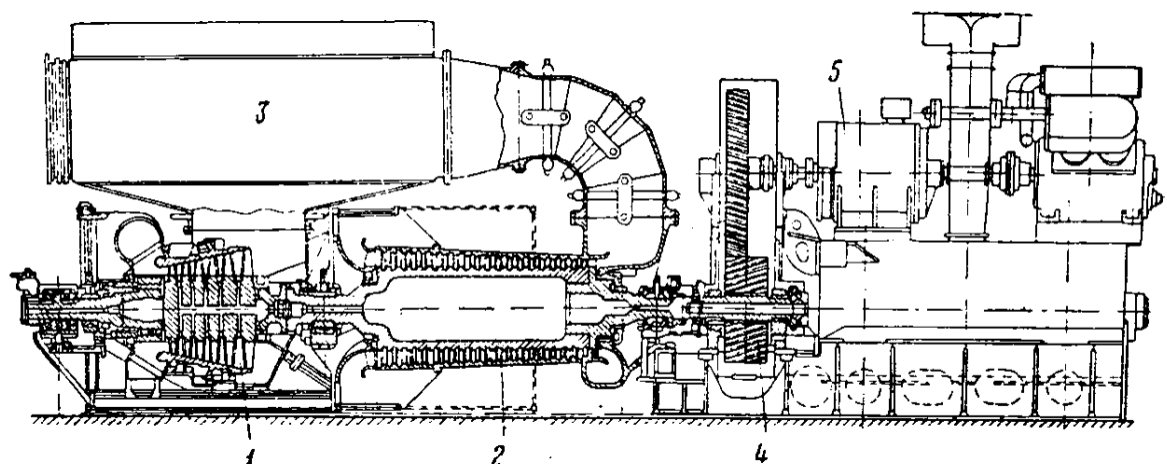
Фиг. 61. Газотурбинная установка:

1 — газовая шестиступенчатая реактивная турбина; 2 — 20-ступенчатый осевой компрессор; 3 — воздушный фильтр; 4 — регенератор; 5 — вход сжатого воздуха в регенератор; 6 — выход подогретого воздуха из регенератора; 7 — подвод сжатого воздуха к пневматической дробилке; 8 — вспомогательный компрессор; 9 — редуктор; 10 — четыре генератора постоянного тока общей мощностью 3 500 л. с.; 11 — поступление очищенного воздуха в компрессор

регенератора 3 по трубе 4, и затем подаётся в углесборник 5 пневматическим способом по трубе 6. Транспортирующий воздух уходит через трубу 7. Из углесборника 5 уголь питателем подаётся в «мельницу» 5' (детальное устройство её показано на фиг. 64) и оттуда уже в камеру сгорания 8, куда подаётся по трубе 10 сжатый воздух из аксиального компрессора 9, проходя на своём пути регенератор 3. В компрессор воздух поступает через фильтр 11. Смесь горячих газов и воздуха, пройдя сепаратор, поступает в турбину 12, откуда в регенератор 3 и далее в атмосферу. Вращение вала турбины (общего с компрессором) передаётся через редуктор 13 генератору 14.

Имеющийся на общем валу с турбиной вспомогательный компрессор 15 подаёт по трубкам 16 и 17 воздух для «мельницы» 5'.

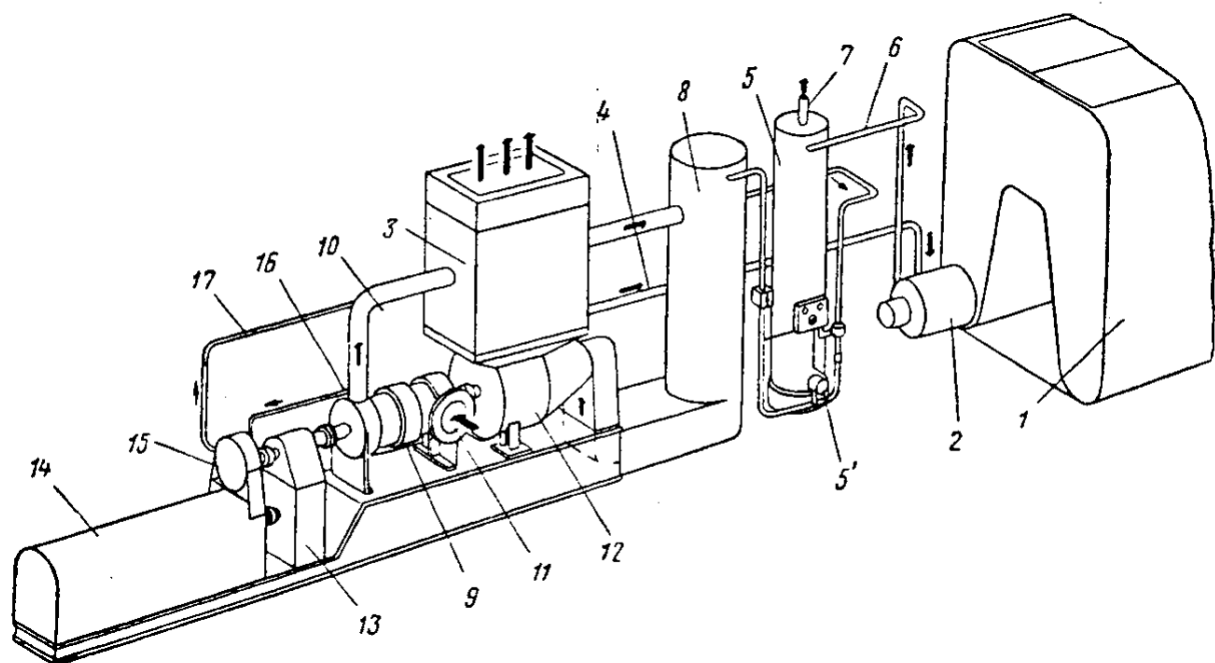
Устройство самой мельницы показано на фиг. 65. Уголь, прошедший после дробления сито № 8, попадает под давлением  $7 \text{ кг/см}^2$  в суживающееся сопло, по другую сторону которого имеется противодействие  $0,35 \text{ кг/см}^2$ . Благодаря резкому падению давления.



Фиг. 62. Газотурбинная установка газотурбовоза на пылеугольном топливе:

1 — газовая турбина; 2 — осевой компрессор; 3 — регенератор; 4 — редуктор; 5 — генератор

уголь измельчается так, что 50% его проходит через сито № 200. Для большей тонкости помола ставят циклон, который позволяет получать пыль, проходящую сито № 325. Кроме того, при наличии большой скорости уголь подсушивается до влажности не более 1%.



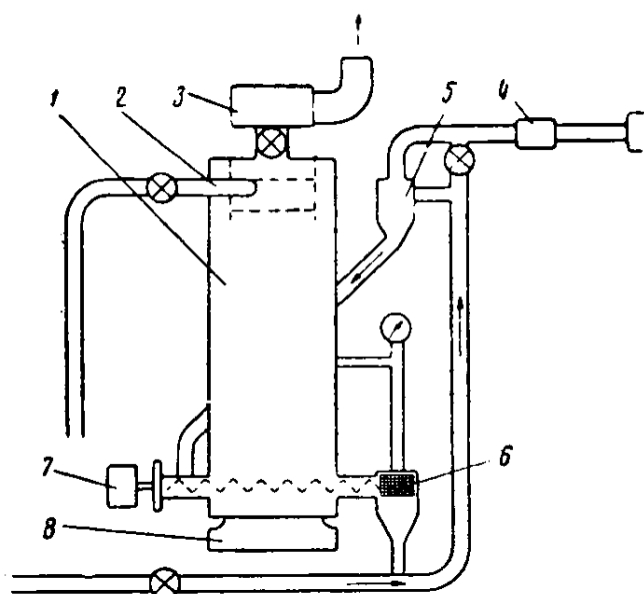
Фиг. 63. Пылеприготовительная установка

Тонкость помола получается тем выше, чем больше перепад давления, но при этом растёт расход воздуха, затрачиваемого на 1 кг топлива. Следует отметить, что имеется некоторый предел тонкости помола, выше которого размол не улучшается, а расход воздуха возрастает.

Очень важными вопросами в газовой турбине при использовании угольной пыли являются сжигание пыли и удаление золы из газов перед поступлением их в турбину (очистка газа).

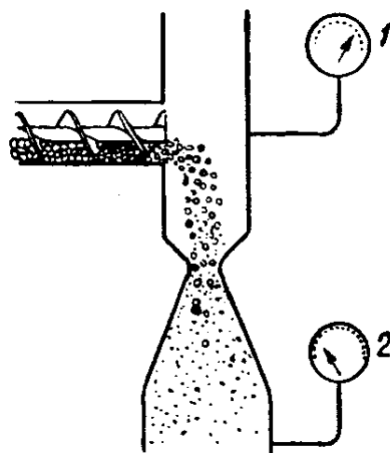
Количество воздуха (или точнее газов), расходуемого турбиной, превышает в семь раз теоретическое количество воздуха, необходимого для сгорания потребляемого топлива. Естественно, что при введении такого количества воздуха может произойти сильное понижение температуры и, как следствие этого, нарушение процесса сгорания. Радикальным решением этого вопроса может быть введение так называемого двухступенчатого сжигания топлива, при котором уголь сжигается с количеством воздуха, достаточным

для полного сгорания (это так называемый «первичный» воздух), и затем добавляется «вторичный» воздух.



Фиг. 64. Пылеугольная мельница:

1 — резервуар под давлением для измельчённого и подсушенного угля; 2 — циклон (внутренний); 3 — трёхсекционный вентилятор; 4 — манометр для потока воздуха и угля; 5 — циклон; 6 — углеподатчик с вращающейся сеткой; 7 — мотор для винта углеподатчика; 8 — приспособление для взвешивания; 9 — воздушный трубопровод из вспомогательного компрессора

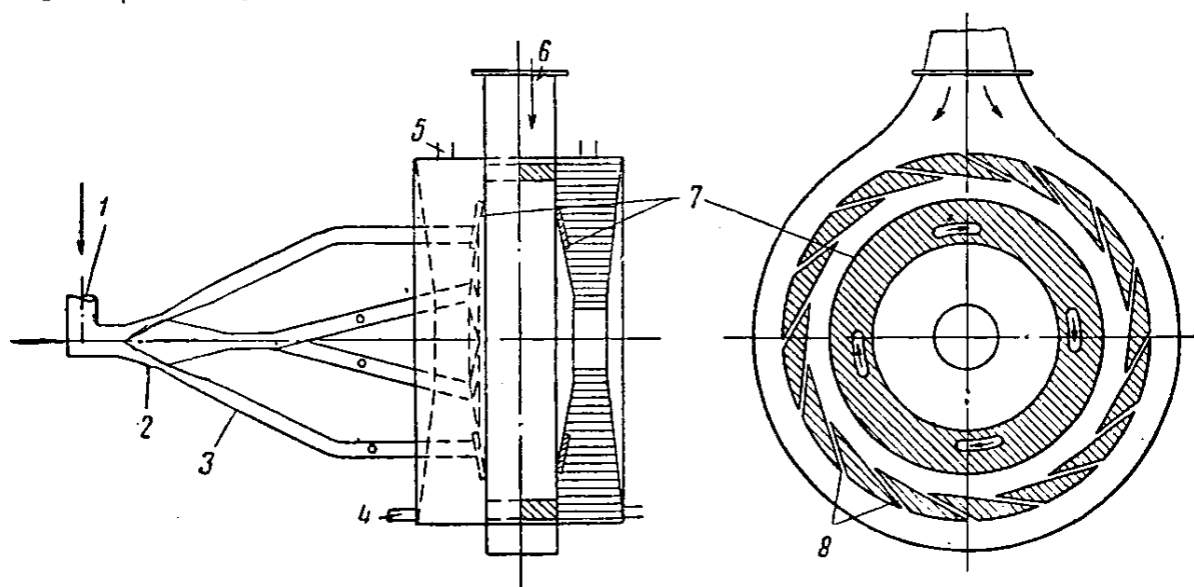


Фиг. 65. Дробящее устройство мельницы:

1 — манометр высокого давления ( $5 - 7 \text{ кг/см}^2$ ); 2 — манометр низкого давления ( $0,35 \text{ кг/см}^2$ )

Конструкция камеры сгорания, удовлетворяющая этому условию, приведена на фиг. 66. Что касается удаления золы, то этот вопрос разрешается путём постановки особого циклона на пути горячих газов до их поступления в турбину. Опыты показали, что частицы диаметром менее 5 микрон безвредны для турбинных лопаток (в смысле их абразивного действия) при обычных рабочих температурах газов, но действие их усиливается с повышением температуры. Кроме газотурбовоза, построенного фирмой Аллис Чалмерс, испытывался газотурбовоз фирмы Парсонса мощностью 500 л.с. на различных видах топлива (нефти и угольной пыли). На этом газотурбовозе чистый воздух после сжатия в компрессоре нагревается в особой камере (подогревателе) и подводится к турбине. Нагрев воздуха в камере происходит горячими газами, которые получаются в результате горения угольной пыли в потоке отрабо-

тавшего в турбине воздуха. Температура газов при входе в подогреватель воздуха составляет  $850^{\circ}\text{C}$ . Газотурбовоз имеет две турбины, одна из которых вращает компрессор, другая передаёт энергию движущим осям.



Фиг. 66. Камера сгорания:

1/1 — топливо и первичный воздух; 2 — распределительный конус; 3 — каналы для первичного воздуха; 4 — вход воды, охлаждающей стенки; 5 — выход воды; 6 — вторичный воздух; 7 — огнеупорная обечайка; 8 — окна для подвода вторичного воздуха

## 7. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОТУРБОВОЗОВ

Подобно дизелю тепловоза газовая турбина газотурбовоза может быть приведена в движение только при помощи внешнего источника энергии, обычно вспомогательного дизеля (мощностью около 200 л. с.), соединённого с генератором. Аккумуляторная батарея служит для запуска вспомогательного дизеля генератором, превращаемым на время пуска в электродвигатель. После запуска генератор служит для зарядки аккумуляторной батареи.

Можно, конечно, произвести запуск турбины и непосредственно от аккумуляторной батареи (в этом случае она должна быть значительной ёмкости).

Наличие вспомогательного дизеля позволяет использовать его для передвижения газотурбовоза по деповским путям, не приводя в действие газовую турбину.

Газовая турбина разгоняется до такой скорости, при которой воздушный компрессор в состоянии снабжать камеру сгорания воздухом, необходимым для горения топлива.

После этого включается подача топлива и зажигание. При отсутствии внешней нагрузки разгон турбины занимает несколько минут (3÷5). Это время может быть использовано для подхода турбовоза из депо к поезду.

Что касается эксплуатационных характеристик, то нужно отметить следующее: к. п. д. газотурбовоза зависит от развиваемой им мощности (см. фиг. 28). Наивысшая экономичность достигается

примерно при мощности, равной  $\frac{3}{4}$  от максимальной, и составляет около 18%. Удельный же расход топлива изменяется в обратной зависимости, т. е. наименьший удельный расход топлива (в кг/л. с.ч.) получается при максимуме к. п. д. турбовоза (кривая на фиг. 29). Следует особо отметить зависимость всех показателей работы турбовоза от температуры окружающего воздуха (от воздуха, поступающего в компрессор). Мощность, развиваемая турбиной, падает по мере повышения температуры наружного воздуха (прямая 1 на фиг. 24). Мощность, затрачиваемая на работу компрессора, хотя тоже падает, но несколько меньше (прямая 2). Эти прямые не идут параллельно, и разность ординат этих прямых (полезная мощность) имеет такой же (сильно снижающийся) характер, как и мощность турбины (прямая 5 на фиг. 29). Это значит, что падение мощности турбины идёт сильнее, чем падение мощности, затрачиваемой на работу компрессора. Чем ниже температура окружающего воздуха, тем большую мощность развивает турбовоз (см. также фиг. 24). Следует отметить ещё одну особенность газотурбовоза — зависимость развиваемой мощности от атмосферного давления. Эти особенности газовой турбины, установленной на локомотиве, заставляют применить наддув воздуха подобно тому, как это делается у тепловозов ТЭ1 и др.

Газотурбовоз может работать в отличие от тепловозов на тяжёлом жидком топливе, воспламеняющемся при высокой температуре и требующем предварительного нагрева (за счёт теплоты отработавших в турбине газов). Это обстоятельство требует запуска турбины и работы её некоторое время на дизельном топливе. После нагрева мазута до температуры 80—95°C он подаётся в питательную систему. Нагрев мазута может производиться не только отходящими газами, но с помощью пара (от парового котла, поставленного для отопления локомотива) или от аккумуляторной батареи. Однако следует отметить, что не всякое тяжёлое топливо можно использовать на газотурбовозе. Некоторые примеси в топливе оказывают вредное химическое воздействие на лопатки турбины, например, кальциевые и натриевые соединения, и особенно ванадий, вызывают сильную коррозию. Опытом установлено, что добавка к топливу небольшого количества магнезия значительно ослабляет вредное действие ванадия и сульфата натрия. Тем не менее техническими условиями на топливо содержание кальция, натрия и ванадия ограничивается определёнными пределами.

На газотурбовозе возможно применение электрического торможения, используя компрессор как поглотитель излишней энергии поезда. Тяговые электродвигатели работают как генераторы, они питают токком главный генератор, который приводит в действие компрессор.

При продолжительных стоянках турбовоза после остановки турбины вал её необходимо проворачивать (1 об/час.), чтобы избежать появления термических напряжений. Для этого устанавливается специальный электродвигатель мощностью 0,5 л. с.

Интересным вопросом в работе газотурбовоза, как и всех тепловозов, является вопрос регулирования мощности.

При работе локомотива с переменным режимом, когда происходит колебание мощности в широких пределах, естественно, изменяется и к. п. д. Как отмечалось выше (см. фиг.28), наивысший к. п. д. газотурбовоза приходится на мощность, равную  $\frac{3}{4}$  от максимальной. Изменение же мощности

в ту и другую сторону вызывает уменьшение к. п. д.

Однако это относилось к случаю работы одной турбины.

Если же турбовоз построить с двумя турбинами, разделив их мощность пополам (по 50%), то изменение к. п. д.

турбовоза можно представить в виде кривой 1, состоящей из двух ветвей (фиг. 67) *OAB* и *BCD*, из которых первая

*OAB* относится к одной турбине, работающей в пределах мощности от нуля до 50%

полной мощности обеих турбин, а вторая *BCD*, когда турбовоз развивает мощность

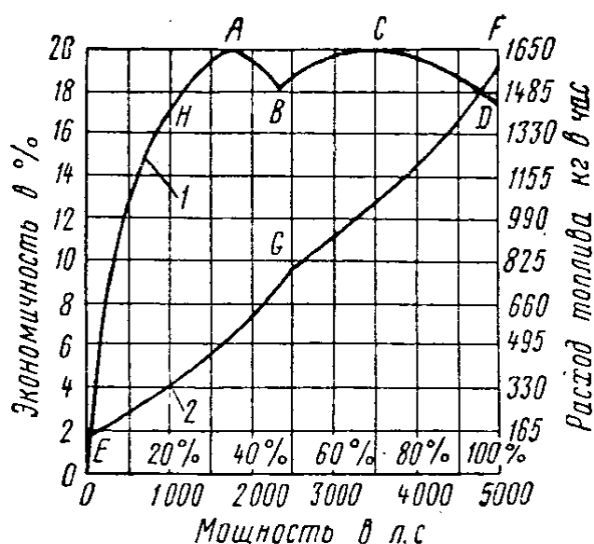
в пределах 50—100% полной мощности турбин после включения второй турбины.

Такая схема установки хотя и вызывает увеличение первоначальной стоимости локомотива (с двумя турбинными установками), но позволяет работать экономично в пределах нагрузки от 20 до 100% (кривая *HABCD*).

Кроме того, установка с двумя турбинами имеет то преимущество, что в случае какой-либо поломки в одном агрегате поезд может продолжать движение с пониженной скоростью, в то время как при одной турбине (большей мощности) в этом случае необходимо требование резерва.

Ремонтировать установку меньшей мощности значительно легче и быстрее.

На фиг. 67 кривой 2 показан расход топлива в час в зависимости от развиваемой газотурбовозом мощности, причём ветвь *EG* относится к работе одной турбины, а ветвь *GF* к двум.



Фиг. 67. Экономичность газотурбинной установки с двумя газотурбинными агрегатами в зависимости от нагрузки:

1 — кривая к. п. д.; 2 — кривая расхода топлива

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В заключение следует привести некоторые экономические соображения о газотурбовозе по сравнению с тепловозом с электрической передачей.

Можно принять, что механическая часть (рама, тележки и т. д.) будет иметь одинаковую стоимость для обоих локомотивов одинаковых мощностей. Стоимости первичных (главных) двигателей, т. е. газовой турбины у газотурбовоза и дизеля у тепловоза, будут значительно отличаться. Но условно при расчёте эксплуатационных расходов можно принять, что стоимость газовой турбины с компрессором примерно равна стоимости дизеля.

Жидкое топливо для газотурбовоза более низкого качества, чем для дизеля, и стоимость  $1 \text{ м}^3$  его (топлива для газотурбовоза) примерно в два раза меньше стоимости дизельного топлива. Что же касается расхода топлива обоими локомотивами, то средний удельный расход топлива газотурбовозом примерно в два раза больше, чем у тепловоза. Расход смазки на газотурбовоз чрезвычайно мал. По сравнению с дизелем тепловоза, здесь отсутствуют: коленчатый вал, главный шатун, поршень с его возвратно-поступательным движением, цилиндр, требующий смазки стенок, клапаны или золотники. Расходы на смазку дизеля тепловоза будут в четыре раза больше, чем на смазку турбины газотурбовоза. Однако нужно учесть, что расход на смазку вообще невелик, и для газотурбовоза составляет около 5% стоимости топлива.

Все эти сравнения были приведены в предположении, что максимальная температура газа при входе в турбину будет составлять  $600^\circ\text{C}$ . Если повысить температуру газа, например, до  $750^\circ\text{C}$ , то экономичность газового турбовоза значительно повысится.

Насколько выигрывает газовый турбовоз по сравнению с таким прекрасным локомотивом, как тепловоз с электрической передачей, видно из сопоставления весовых характеристик этих локомотивов мощностью 2 200 л. с. каждый (табл. 9).

Благодаря большему «удельному весу» (т. е. весу локомотива, приходящемуся на 1 л. с.) тепловоз одинаковой мощности с газотурбовозом при равном количестве движущих осей и равной нагрузке на них должен иметь большее число поддерживающих осей.

Особенно выгодно отличается газотурбовоз от паровоза и тепловоза по расходу дорогостоящей смазки.

Таблица 9

Наименование частей	Газотурбовоз	Тепловоз
Мощность в л. с. . . . .	2 200	2 000*
Механическая часть в т . . . . .	37,5	50
Турбинная установка в т . . . . .	23,7	—
Дизель в т . . . . .	—	20
Электрическое оборудование в т . . . . .	25,6	30,2
Запасы и оснащение в т . . . . .	5,2	5,8
Полный вес в т . . . . .	92	106
Максимальная скорость в км/час . . . . .	110	110

\* Взята одна секция с двумя дизелями каждый мощностью 1 000 л. с. У тепловозов с дизелями мощностью 2 000 л. с. весовые показатели значительно меньше.

Что касается к. п. д. этих локомотивов, то газотурбовоз занимает среднее положение между паровозом и тепловозом (табл. 10).

Таблица 10

Показатели	Паровоз	Тепловоз	Газотурбовоз
К. п. д. в % . . . . .	6—8	26—28	15—16
Стоимость топлива в % (паровоза 100%) . . . . .	100	50—75	50—75
Стоимость смазки в % от стоимости топлива . . . . .	10	20—30	5

Продолжительность жизни газотурбовоза больше тепловоза. К этому следует прибавить чрезвычайную простоту и гибкость управления газотурбовозом. Газотурбовоз с генератором постоянного тока пускается в ход (из холодного состояния) в течение 5—8 мин. (за время, когда турбовоз движется к составу), из которых 4 мин. идут на запуск турбины вспомогательным дизелем до скорости  $\frac{1}{3}$  от нормальной и подогрев основной машины.

По сравнению с паровыми локомотивами (паровозом и паротурбовозом) газотурбовоз не требует воды для своей работы (если не считать небольшого котла, применяемого для отопления поезда). Отсутствие паровых котлов с большой паропроизводительностью освобождает от необходимости сооружать на транспорте дорогостоящие водоочистительные установки, не говоря уже о потере времени на остановки для набора воды.

Кроме того, к недостаткам паровозов по сравнению с газотурбовозами следует отнести то, что котлы паровозов требуют продувки,

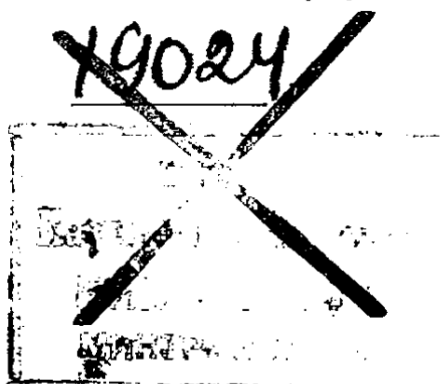
которая связана с дополнительным расходом топлива, а также выполнения различных видов ремонта, снижающих полезное время работы локомотива.

Движение паровоза всегда связано с частыми остановками для набора воды и большим выделением дыма, что при густом движении, особенно в районах больших городов, сильно загрязняет воздух. Газотурбовоз, работающий на жидком топливе, не имеет указанных недостатков, поскольку горение топлива происходит при больших избытках воздуха при всех нагрузках локомотива. Наличие только вращающихся агрегатов позволяет осуществить полную его уравнированность, сводя к минимуму динамическое воздействие на путь. Это особенно ценно для сверхскоростного транспорта. Опыты со стационарными газовыми турбинами показали чрезвычайную простоту в обращении с этими двигателями. При дальнейшем развитии возможно, что для газовых турбин будут применяться как пылеугольное, так и газогенераторное топливо.

Динамическое торможение является достоинством газового турбовоза. Излишек энергии поглощается воздушным компрессором; не нужно устройства особых магазинов сопротивления, как это бывает у электровозов.

Коэффициент полезного действия газотурбовоза можно повысить, помимо повышения температуры газа при входе в турбину дополнительным устройством регенератора<sup>1</sup> и промежуточного охлаждения воздуха в компрессоре, доводя коэффициент полезного действия до 25% на валу турбины или до 20—21% на ободу движущих колёс при электрической передаче с коэффициентом полезного действия 83%. При гидравлической передаче с коэффициентом полезного действия до 90% экономичность газового турбовоза может быть поднята до 22,5% (на ободу движущих колёс). В конце брошюры следует указать, что газотурбовозы выгодно применять для вождения тяжёлых грузовых поездов. Использовать их для маневровой работы нецелесообразно.

Всё сказанное выше даёт возможность говорить о газотурбовозах, как о локомотивах ближайшего будущего.



<sup>1</sup> Однако все эти устройства усложняют газотурбовоз. Кроме того регенератор и другие устройства подвергаются в эксплуатации загрязнению и требуют периодической чистки, что, помимо снижения к. п. д. и снижает также полезное время работы. Поэтому в практике предпочитают в настоящее время обходиться без регенераторов и других модернизирующих устройств, изыскивая, однако, их надёжные конструкции.



2 р. 05 к.

Д1

18443

