

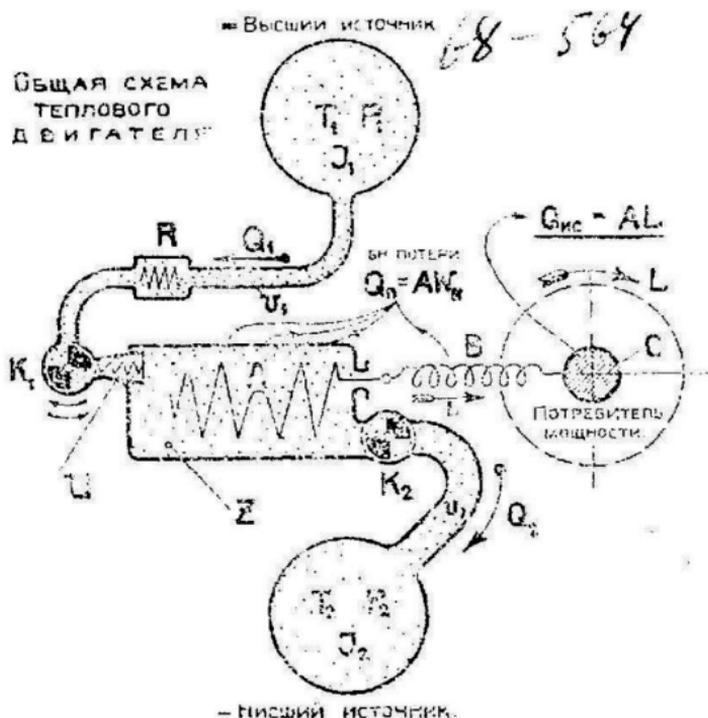
# ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Паровые машины — Паровые турбины —  
Двигатели внутреннего сгорания

Выпуск I-й

## ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

Лекции по общему курсу, читанные на Механическом и Электротехническом факультетах Московского Технического Училища в 1924 году



# Московское Академическое Издательство „МАКИЗ“.

Москва, Тверская, Брюсовский переулок, дом № 10.

Телефон 4-82-49.

*Проф. Б. М. Ошурков.* Тепловые двигатели.

Вып. I. Паровые машины. Ц. 2 р.

Вып. II. Паровые турбины. (Печатается).

Вып. III. Двигатели внутреннего сгорания. (Печатается).

*Инж. Пушкач.* Паровые машины. (Готовится к печати).

*Проф. Ф. Тирнер—О. Генрих.* Паровые котлы. (Готовится к печати).

*Проф. А. Грамберг.* Технические намерения. Руководство для заводских инженеров и для студентов при занятиях в лабораториях.

Том I. Технические намерения при испытании машин и контроле производства. (Готовится к печати).

Том II. Испытания машин и работы их в производстве. (Готовится к печати).

*Инж. Ф. Мюнцман.* Паровые котлы высокого давления. (Готовится к печати).

Топки для сжигания пылеобразного угля в стационарных котлах. (Готовится к печати).

*Инж. Г. Тома.* Котельные установки большой мощности. (Печатается).

*Инж. Г. Блейбтрой.* Топочные устройства для сжигания порошкообразного угля. (Готовится к печати).

*Инж. Мюрбах.* Материалы котлостроения. (Готовится к печати).

*Проф. А. А. Надежин.* Тепловой расчет котельной установки. 4-е издание. Ц. 2 р.

*Проф. В. Б. Дзюговский.* Отводания и фундаменты. (Печатается).

*Проф. М. М. Филипенко-Бородач.* Основы теории работы упругих сил плоских систем. (Печатается).

*Проф. Ф. Гюлле.* Станки для обработки металлов. (Готовится к печати).

Вып. I. Построение станков для обработки металлов.

Вып. II. Экономическое использование станков для обработки металлов.

*Проф. Н. Н. Леанов.* Сборник задач по сопротивлению материалов. 2-е переработанное издание. (Печатается).

*К. Фольк.* Скиндрование деталей машин. (Руководство к составлению изометрических и диметрических проекций). Ц. 70 к.

*К. Шольц.* Практика закалки. Ц. 40 к.

Проф. Б. М. Ошурков

# ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Паровые машины.— Паровые турбины.—  
Двигатели внутреннего сгорания

Выпуск I-й

## ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

68-864

Лекции по общему курсу, читанные на Механическом и Электротехническом факультетах Московского Технического Училища в 1924 году

Комиссией по учебникам при Научно-Технической Секции Государственного Ученого Совета допущено как пособие для ВТУЗ'ов.

---

Московское Академическое Издательство  
„МАКИЗ“  
Москва—1925.



## ПРЕДИСЛОВИЕ К 2-му ИЗДАНИЮ.

В настоящем общем курсе в сжатой форме изложен тот материал, который составлял содержание лекций по «Тепловым двигателям», читанных мною в 1924 году на Механическом и Электротехническом Факультетах Московского Высшего Технического училища. Сюда же включена часть дополнительных лекций по Паровым турбинам, читанных мною на Механическом ф-те МВТУ. В виду обширности содержания курса по трем основным родам тепловых двигателей и учитывая краткое время, отводимое для его изложения, мне невольно приходилось по возможности сжимать объем лекционного изложения, перенося демонстрационную часть курса к упражнениям.

Учитывая преобладающее значение Паровых турбин в современных теплосиловых установках, мы несколько детальнее освещали эту часть курса, имея в виду особое значение паротурбинных установок в современных крупных электрических центрах. В этой части более подробно мы остановились на конденсационных устройствах, учитывая сравнительно бедную отечественную литературу по этим вопросам, в то же время оценивая безусловную необходимость ознакомления слушателей с конденсационной частью турбинных установок.

В этом же отделе курса (II часть) мы ввели примеры числовых законченных расчетов основных типов турбин (De Laval, Curtis, Parsons), имея при этом в виду возможное облегчение для слушателей при ориентировке в вопросах, связанных с анализом рабочего процесса паровых турбин.

В курсе приведен ряд таблиц, позволяющих ознакомиться с практическими эксплуатационными внешними и внутренними характеристиками типовых тепловых двигателей.

Фактическим материалом для составления настоящего курса служили лекционные записки моих слушателей — студентов МВТУ Е. Е. Зиканова и Д. С. Тарусина. При построении диаграмм и проведении показательных расчетов мне помогли мои молодые коллеги — инж.-мех. И. А. Воробьев и инж.-мех. В. В. Уваров, за что считаю своим долгом выразить им мою признательность.

Приношу также мою благодарность Н. Ф. Анисимову, заведующему Московским Академическим Издательством, за его энергичное отношение по изданию настоящего курса, значительно облегчившее мою работу.

Проф. **Б. СШУРКОВ.**

Москва, 1924 г.

## ВВЕДЕНИЕ.

Современное хозяйственное положение всякой культурной и технически достаточно развитой страны и ее экономическое развитие органическим образом связаны с проблемами топливоснабжения и рациональной постановки теплоспользования, взятом в самом широком объеме в различных областях хозяйственной жизни. Самое существование промышленности в ее настоящих формах и возможность ее дальнейшей интенсивной эволюции, направленной к „промышленному благополучию“, немислмы без непрерывного развития методов теплоспользования, его рационализации и изыскания и проведения в жизнь наиболее экономичных условий и форм утилизации тепла и топлива.

Насущная необходимость постановки этих задач особенно остро чувствуется на мировом промышленно-хозяйственном рынке в настоящее время—в эпоху, входящую в полосу топливной депрессии и общего оскудения капитальных и материальных ресурсов в большинстве стран. Поэтому означенные задачи выдвигают уже с конца прошлого столетия, когда призрак топливного голода достаточно выпукло обнаружился и стал реально ощутимым в некоторых ответвлениях теплотехники отдельных стран,—настоятельную и неотложную необходимость организации самого глубокого и детального изучения многосложных и труднейших вопросов топливоснабжения и теплоспользования. При этом рассмотрение этих вопросов как в отдельных, самодовлеющих сферах, а равно и во всей совокупности тепловой или, общее, энергетической проблемы постепенно и твердо переходит в область функций и задач правительственных установлений, с присвоением им решающего руководства в этой области. Беря на себя плановые, распределительные и исполнительные задачи так сказать текущего, рядового характера, большинство государств уже давно создало необходимость создания автономных научно-экспериментальных учреждений и организаций, которые могли бы свободно изучать и частные вопросы теплоспользования и вопросы общей Энергетики, анализируя их как с научной точки зрения, а также обследуя и в плоскости практической эксплуатации. Укажем здесь на известную „Энергетическую комиссию“, созданную английским правительством и проработавшую целый ряд важнейших вопросов самого разнообразного содержания и назначения и давшую ценный научно-исследовательский материал.—Для изучения методов сбережения горючего в Северо-Американских Соединенных Штатах особой железнодорожной комиссией была образована специальная секция „Экономия угля“, работавшая под председательством Э. Макаулифа, известного деятеля и эксперта по изучению угольного дела в Америке. В част-

ности, результатом работы этой секции было то, что в 1919—1920 году по сравнению с 1918 годом экономия в расходе угля на ж.-дорогах определилась суммой в 40 миллионов долларов,—сумма, эквивалентная стоимости 700 новейших американских паровозов.—В 1921 г. в России создан Теплотехнический Институт имени профессоров В. И. Гриневецкого и К. В. Кирша—основателей Московской школы теплотехников—институт, призванный служить базой для научно-экспериментального изучения вопросов теплотехники в крупном масштабе.

В настоящее время в промышленности и технике, если не говорить об использовании мускульной работы человека и животных, используются практически три основных источника энергии:

- 1) энергия химическая экзотермических реакций, главным образом, реакций сгорания промышленных сортов топлива;
- 2) энергия движущейся (падающей) воды;
- 3) энергия движущегося воздуха (ветра).

Правда, ныне довольно интенсивно разрабатываются вопросы утилизации и других видов энергии: напр., энергии приливов (сравн. опыт постройки подобной станций в Англии), энергии колебания морских волн, солнечной лучистой энергии, потенциальной энергии атмосферных электрических зарядов и пр. Некоторыми считается даже возможным научно разбирать вопросы об использовании еще более необычных на наш взгляд, можно сказать фантастических, источников работы, напр.: энергии магнитного поля, окружающего земную сферу, энергию теплоты подземных раскаленных, огнежидких масс, энергию распада атомов и др.; высказывались даже некоторыми „специально настроенными умами“ соображения о возможности в отдаленном будущем использовать кинетическую энергию вращения земли и движения луны. Не говоря об этих фантазмагорических возможностях, укажем, что даже такие формы энергии, как ветровая, создают крупнейшие трудности для их применения.

Энергия ветра обладает двумя главными отрицательными особенностями: во-первых—своим непостоянством, сильной вариацией по времени и во-вторых—слишком небольшой средней напряженностью. Первый признак выдвигает необходимость создания таких аппаратов, которые могли бы аккумулировать работу и периодически отдавать ее потребителям мощности; здесь грубо можно выделить три типа аккумуляции: 1) электрические аккумуляторы, нашедшие весьма узкое поле применения (современи разработки их проф. Лякур'ом); 2) механические—гидравлические и ротационные. Последний способ накопления ветровой энергии в ротационном аккумуляторе основан на сообщении в период работы ветряного двигателя энергии вращения некоторой маховой массе, помещаемой в среде, по возможности разреженной, дабы уменьшить сопротивление трения; во вращающейся массе накапливается живая сила  $\frac{1}{2} \omega^2 J$ , каковая и может потом, по мере надобности, расходоваться<sup>1)</sup>. Как не трудно заключить, даже без детального рассмотрения вопроса, организованная утилизация работы ветра *крупном* эксплуатационном масштабе являет ряд громадных технических и конструктивных трудностей, и едва-ли в ближайшем обозримом будущем проблема ветроиспользования получит надежное практическое разрешение. Однако, если непрестанно помнить об

<sup>1)</sup> Сравни. в этом направлении работы русского изобретателя Уфимцева и теоретическую работу об инерционных аккумуляторах проф. В. П. Ветчинкина.

иссякании топливных ресурсов, закрывать глаза на эту важнейшую техническую задачу не приходится, ибо, весьма вероятно, что со временем, так или иначе, придется прибегнуть в усиленной форме и к использованию видов энергии малой напряженности, к каковой принадлежат ветровая энергия, энергия приливов, отчасти солнечная энергия и пр. <sup>1)</sup>.

Переходя к рассмотрению современного состояния использования гидравлической энергии, необходимо определенно выдвинуть полную возможность и неизбежность широкой утилизации „белого угля“. В мировом хозяйстве общая мощность гидравлических установок округло может быть оценена в 11—12%, от всего выхода мощности промышленных силовых установок. Хотя этот процент относительно невелик, но надо полагать, что он неизменно оудет расти, т.-к. рационально построенная силовая гидравлическая установка является хорошо окупающейся организацией с большим числом положительных сторон, как с точки зрения эксплуатации, а равно и *коммерческой экономичности*. Отметим попутно, что гидравлическая станция может характеризоваться также необходимостью применения аккумулярующих устройств; но здесь, в отличие от ветровых установок, это требование обуславливается не малой напряженностью энергии и не ее непостоянством по времени, но как раз наоборот. Располагаемый постоянный, надежный запас мощности может периодически, напр., ночью и в безнагрузочные дни оставаться неиспользованным, теряя свою потенцию; и вот в этом отношении выявляется необходимость создавать такие аппараты, которые могли бы свободно накапливать энергию в нерабочие периоды, в крупном размере, и тем самым не терять по времени потенциального запаса работы. <sup>2)</sup>.

Центральный промышленный район России в отношении перспектив использования гидравлической энергии и создания мощных гидросиловых установок является районом, обиженным природой: здесь можно говорить лишь о развитии небольших запрудных промышленных станций и кустарных мелких установок. Иные возможности открываются в других районах страны, где водосиловые станции должны сыграть крупную роль в будущем силовом строительстве нашей страны.

Несмотря на сравнительно еще молодое развитие крупного и среднего водоиспользующего строительства, в гидравлическом двигателе надо признать мощного и желанного конкурента наиболее распространенным машинам-двигателям—двигателям тепловым.

До сего времени *главнейшим энергетическим источником* по абсолютной величине и категориям применения является *тепловая энергия*. Сферы ее применения весьма многообразны: этот вид энергии находит себе приложение в качестве источника для обогреваания и отопления разных назначений, обогреваания аппаратов, сложных устройств, по-

<sup>1)</sup> О русском ветряном хозяйстве см. напр. Труды Центрального Аэро-Гидродинамического Института. Выпуск 2-ой. Научно-Технического Отд. В. С. Н. Х. № 9, 1923 г. Н. В. Красовский и Г. Х. Сабинин „Проблема использования ветра“.

<sup>2)</sup> Срав. новейшую литературу по электрическим паровым котлам и тепловым аккумуляторам:

BBC—Mitteilungen, 1921, № 3/4. Elektrische Dampfesseln:

ETZ, 1923, № 19, Схема соед. элект. паров. котла;

VDJ, 1923, № 1, Elektrische Dampferzeugung;

AEG, Druckschriften;

Тех. Эк. Вестник, 1922, № 6/7, стр. 766

ETZ, 1916, стр. 335;

VDJ, 1922, № 33/34, S. 795.

мещений и пр.; тепло применяется для почти безгранично-большого ряда химических реакций и изменений вещества, начиная с простейших варочных и обжигательных операций и кончая высшими категориями металлургических и иных трансформаций; наконец, *тепловая энергия является главнейшим источником для получения механической работы* в самых разнообразных формах ее практического применения. В этом отношении история развития **тепловых машин** самым тесным образом переплетена с историей методов преобразования других видов энергии в тепло, и трудно сказать, — где и когда в этой эволюции одно предшествовало другому.

Итак, несмотря на коренную бесповоротную особенность тепловой энергии — *стремление к рассеиванию, к обесцениванию своей напряженности, термодинамически выражаемому возрастанием энтропии* во всякой изолированной системе, где протекают *необратимые, естественные процессы*, несмотря, следовательно, на то, что тепловая энергия, утратив свою напряженность, не может быть, согласно второму началу термодинамики, восстановлена без затраты добавочной энергии в своем первоначальном напряжении — тепловом потенциале, — несмотря на все эти особенности, управляющие „жизнью тепловой системы“, теплота с самого начала развития практического парового двигателя является *основным источником для получения механической и других видов энергии*.

Это органическое начало обесценивания тепловой энергии, определяющее *односторонность протекания* теплового процесса, заставляет выдвигать во всей широте требование особо *бережливого отношения к расходованию тепла* при его утилизации. А памятуя о том, что тепло тратится в количестве миллиардов калорий на производство металлургической, химической и иных отраслей промышленности, необходимо постоянно иметь в виду бережное отношение к металлу, к химическому фабрикату и, вообще, ко всякой материальной ценности, прошедшей чрез огненное „тепловое горнило“. Характеристикой того, сколь велик расход топлива и соответственно тепловой энергии на выплавку железа, может служить отношение мировой добычи каменного угля к выработке железа: это отношение колеблется примерно в пределах 18—20.

Современная тенденция возможной экономики во всех областях промышленности заставляет обращаться не только к сбережению основных источников и видов энергии, сырья и фабрикатов, но также обращать самое серьезное внимание на возможность утилизации *тепловых отбросов*, подобно тому, как практика издавна стремилась употреблять в дело определенные сорта и виды отбросов производства. Перефразируя слова Пальмерстона, что „в химии нет грязи, а есть неиспользованное химическое соединение в неподходящей обстановке“, можно сказать, что хотя в теплотехнике и есть неизбежный „тепловой отброс“ [ $Q_2$ ], определяемый законами Термодинамики, но надо всемерно стремиться этот отброс использовать подобающим образом на цели производства и регенерации, сводя его на минимум.

### Общая характеристика развития тепловых двигателей.

Прежде чем перейти к общему рассмотрению теплового двигателя и его положения в теплосиловой цепи установки в целом, скажем несколько слов об общей современной конъюнктуре и развитии тепловых двигателей.

Из общего мирового потребления топлива грубо можно считать, что 45—50% идет на выработку механической энергии, остальное количество на технические нагревательные, отопительные, металлургические и другие цели, включая сюда и домовое отопление. Насколько можно опираться на грубые и разрозненные данные статистики, в настоящее время можно оценить общую мощность установленных и работающих тепловых двигателей *всех родов* в

$$N_H = 480 \text{ миллионов лощ. сил.}$$

Если осторожно оценить коэффициент эксплуатации всех двигателей в среднем  $g = 15\%$ , то *эффективная* (действительная) *годовая* отдача энергии выразится цифрой:

$$N_G = 365.24 \cdot N_H \cdot g = 8760.480.10^6 \cdot 0,15 = 630.10^9 = \mathbf{630} \text{ миллиардов ЭСЧ (эффективных сило-часов).}$$

Под коэффициентом эксплуатации подразумевается отношение эффективной (действительной) отдачи ЭСЧ<sup>1)</sup> установки к идеальной отдаче за 8760 (365,24) часов при работе с полной нормальной нагрузкой всех установленных агрегатов. Обозначим:

$N_{HG}$  — идеальная годичная отдача . . . . . ЭСЧ

$N_H$  — нормальная (полная) мощность всех двигателей установки . . . . . ЛС

$N_m$  — средняя рабочая нагрузка . . . . . ЛС

$n$  — годовое число действительных рабочих часов;

будем иметь выражение для коэффициента эксплуатации

$$g = \frac{N_G}{N_{HG}} = \frac{n \cdot N_m}{8760 \cdot N_H}$$

Зная по рабочему журналу  $N_m$  и  $n$  или непосредственно по записям автоматических регистрирующих приборов  $N_G = n \cdot N_m$ , можно легко определить коэффициент эксплуатации — эту важнейшую эксплуатационную характеристику, находящуюся в тесной связи с оценкой *коэффициента экономичности* установки или отдельного агрегата.

Приведем некоторые значения коэффиц. эксплуатации  $g$  для отдельных двигателей и станций в целом (см. таб. 1)<sup>2)</sup>.

**Т а б л и ц а 1.**

Род двигателя или станции.	$g$ в %
Паровая машина прядильной фабрики, тройного расширения 3600 подькат. ЛС; двухсменная работа [по 10 часов] . . . . .	40—45
Паровая турбина 1000 КЭ; суточная работа при сильном нагрузочном режиме . . . . .	83—84
Дизельмоторы $N_H$ : 100—900 ЭЛС. . . . .	12—25
Московская городская трамвайная станция в довоенный период, 4 турбогенератора по 3000 КЭ с годовой отдачей: около $40 \cdot 10^6$ килоуатт-часов . . . . .	40
Германские электрические станции в среднем . . . . .	18—26
Английские электрические станции в среднем . . . . .	18—22

<sup>1)</sup> На практике крупных станций эффективная годовая отдача измеряется обычно в *тысячах килоуатт-часов* (kilo-kwh).

<sup>2)</sup> Подробнее см. конспект лекций проф. В. И. Гриневейкого „Тепловые силовые станции“ или Prof. Klingenberg, „Ван grosser Elektrizitätswerke“. См. также лекции по теп.-эпл. станциям проф. Л. К. Рамзина и проф. А. А. Надеждина.

Если оценить *экономический* коэффициент полезного действия  $\eta_e^1$ ) для всех тепловых двигателей как стационарных, а также транспортных сухопутных и водных в 0,08 [8%], то выясняются следующие значения мирового расхода горючего.

Если обозначить:

$C_g$  — расход горючего (удельный) на ЭСЧ ..... kg/ЭСЧ

$H_p$  — рабочая теплотворная способность ..... Cal/kg

и в качестве  $H_p$  — принять 7000 — калорийное (условное) топливо (уголь), то для выработки выведенной выше мировой годичной отдачи в 630 миллиардов ЭСЧ потребуется следующий расход  $G_T$  условного угля:

$$\eta_e = \frac{632}{C_g \cdot H_p}; \text{ отсюда}$$

$$C_g = \frac{632}{\eta_e \cdot H_p} = \frac{632}{0,08 \cdot 7000} = 1,13 \text{ kg/ЭСЧ усл. угля;}$$

$G_T = 630 \cdot 10^9 \cdot 1,13 = 700 \cdot 10^9 \text{ kg} = 700 \cdot 10^6 \text{ tn} = 700$  миллионов тонн условного топлива. Эта порядковая цифра соответствует следующему годичному *расходу тепла*:

$$Q_T = 700 \cdot 10^9 \cdot 7000 = 49 \cdot 10^{14} \text{ Cal.}$$

Этого тепла было бы достаточно, чтобы превратить в пар при атмосферном давлении количество 15-градусной воды, заключенной в объеме озера глубиной в 5 метров и диаметром в 45 километров.

Заметим, что по довоенным геологическим изысканиям и расчетам действительные мировые запасы угля (effective reserve) оценивались цифрой порядка 800—900 миллиардов тонн; по данным XII Международного Геологического конгресса (1913 г.) вероятные запасы (probable reserve) опре-



Фиг. 1.

делялись примерно в 7000 миллиардов тонн. Если базироваться исключительно на реальных возможностях — действительных ископаемых резервах и учесть все возрастающий темп мирового потребления топлива, связанного с развитием тепловых двигателей и общих нужд индустриальной и сельскохозяйственной промышленности, то можно предвидеть, что через сотню — другую лет людям придется реально, во всем объеме и остроте, столкнуться с фактом иссякания топливных ресурсов, доставляемых нам недрами земли. Мировая добыча угля за довоенный период приведена на **фиг. 1.**

<sup>1)</sup> Детальное определение  $\eta_e$  см. ниже.

Из этой диаграммы ясно выступает характер возрастания добычи и соответственного потребления угля, и если разрешить себе произвести экстраполяцию, то нетрудно предвидеть те результаты этого потребления, каковые обнаружатся через сотню лет, при условии, если сохранится темп этого расходования и не наступит каких-либо длительных кризисов в развитии промышленной жизни<sup>1)</sup>.

Для характеристики современного положения „угольного вопроса“ приведены выдержки из доклада Р. Редмайна, сделанного 1 июля 1924 года на Первой Всемирной Конференции по Энергетике (в Вемблеп, Великобритания)<sup>2)</sup>.

„М-р Ричард Редмайп, мировой эксперт по угольной промышленности, сказал вчера на 1-й Всемирной Конференции по Энергетике в Вемблеп, что Великобритания может слабажать себя углем самое большее еще в течение 600 лет, если производительность будет продолжаться с той интенсивностью, которая наблюдается в настоящее время.

„Угольная жизнь“ в других странах выражается в следующих цифрах:

Соединенные Штаты . . . . .	2000 лет.
Германия с Силезией . . . . .	1000 „
Бельгия . . . . .	300 „
Франция . . . . .	несколько „

Весь уголь во всем мире перасходуетса, вероятно, в периоде от 1500 до 2000 лет, считая время от сегодняшнего дня.

*Боязнь и топливо.*

Опасения и потребность будут направлять человечество к непрерывному интенсивному изучению топливной проблемы, и весьма вероятно, что нечто другое, заменяющее уголь, будет найдено.

В настоящем и, вероятно, в течение многих сотен лет, уголь должен остаться нашим главным источником энергии, ибо теплота и искусственный свет—действительно первая необходимость для промышленности“.

Возрастание потребления топлива, которое можно характеризовать, пользуясь математической аналогией, неуклонным увеличением

$$\frac{d \text{ [добычи]}}{d \text{ [время]}}$$

определенно указывает на необходимость всемерной экономии в топливе, выработки наиболее рациональных способов его расходования, что в особенности относится к одному из важнейших потребителей горючего—тепловым двигателям разных назначений.

Из общего числа установленных и работающих тепловых двигателей с суммарной мощностью в 480 миллионов ЛС максимум приходится на долю С.-А. С. Штатов; именно примерно 135—140 милл. ЛС, причем около 60% ложится на транспорт—железнодорожный и автомобильный (последний составляет  $\approx 35 \%$  от всего транспортного грузооборота) и только остальные 40%—на промышленность и другие области применения двигателей.

Если перейти к России, то здесь при народонаселении округло в 130 миллионов человек, на каждую душу приходится около  $\frac{1}{10}$  ЛС, т.-е. в настоящее время мощность тепловых двигателей в Республике, в среднем, выразится числом 13 миллионов ЛС.

<sup>1)</sup> Подробнее см. статью проф. Л. К. Рамзина „Мировые энергитические ресурсы“; Известия Теллотехнического Института, выпуск № 3, 1924 г.

<sup>2)</sup> „Daily News“, 2. VII. 1924.

Эта суммарная мощность по роду потребителей может быть грубо разбита в  $\%$  отношении так:

68%	падает на жел.-дор. транспорт;
24%	„ „ промышленность;
4%	„ „ водный транспорт;
4%	„ „ сел.-хоз. и проч. потребителей.

Что касается распределения по *родам двигателей*, то в России для *промышленной группы* приблизительно можно установить следующее разбиение:

80%	— паровые двигатели	<	40%	— паровые машины
			40%	— паровые турбины;
20%	— двигатели внутреннего сгорания,			преимущественно
	<i>дизель-моторы.</i>			

Приведенные  $\%$  распределения отнюдь не являются постоянными и типовыми. Так, напр.,  $\%$  турбинных двигателей сильно возрастает почти во всех крупных промышленных странах; в Америке за последнее время обнаруживается возрастание относительного процента дизельных установок.

### Общая характеристика развития тепловых двигателей.

Применение тепловых двигателей произвело колоссальный переворот в области социальной и экономической жизни народов и наложило глубокий отпечаток на культурно-промышленное развитие отдельных стран. Технический прогресс, определяющий собою современный уклад жизни культурного общества, неразрывно, самым тесным образом связан с развитием теплосиловых машин. Важнейшие технические проблемы были разрешены в некоторых случаях единственно благодаря применению тепловых двигателей, соответственно приспособленных для реализации выдвигаемых общим развитием техники задач.

Уже 200—300 лет тому назад люди стали испытывать настоятельную потребность в изыскании новых, более мощных источников энергии, выдвигающуюся усиленным развитием производства в разных отраслях хозяйственной жизни наиболее передовых стран (в особенности в Англии). Древнейшие эксплуатируемые человеком силы природы—давление воды и ветра и мускульная сила людей и животных в силу их относительно малой напряженности и трудности концентрации переставали постепенно в достаточной мере удовлетворять потребностям и запросам производственных организаций: стало отчетливо вырисовываться стремление получить новые источники мощности, выявляться необходимость создания новых двигательных устройств.

В конце XVIII столетия на арену промышленной жизни появляется первый практически работоспособный тепловой двигатель—*паровая машина Уатта*. Постепенно совершенствуясь в конструктивном и эксплуатационном отношениях паровая поршневая машина получила самое широкое распространение в различных сферах промышленно-хозяйственной жизни стран и стала служить одним из главнейших трансформаторов тепла в механическую работу, как в качестве стационарной машины, а также и в роли транспортирующей установки.

Примерно до 70-х годов прошлого столетия поршневая паровая машина была единственным теплосиловым устройством, обслуживающим промышленность и транспорт. Но к началу этой эпохи на сцену выступает новый род теплового двигателя, именно *двигатель внутреннего сгорания*. По характеру своего рабочего процесса, по своим эксплуатационным и конструктивным особенностям двигатель внутреннего сгорания коренным образом отличается от поршневой паромашины. В паровой машине рабочим телом является водяной пар, получающий теплосодержание за счет тепловыделения сжигаемого в топке котла горючего. В двигателе внутреннего сгорания сжигание горючего происходит в рабочей полости двигателя, в его рабочих цилиндрах. Эта отличительная особенность работы двигателя внутреннего сгорания обуславливает его высокую практическую экономичность, а слабая зависимость процесса от скорости протекания, позволяет осуществлять быстроходные моторы. Целый комплекс других свойств двигателя внутреннего сгорания, о которых детальнее будет сказано своевременно, позволили ему интенсивно развиваться и прийти себе самое широкое и разнообразное приложениe в качестве теплосиловой машины. В некоторых сферах техники двигатель внутреннего сгорания господствует безраздельно (напр.: в авиации, автомобилизме и подводном плавании), но при некоторых условиях режима работы и коммерческо-экономических соотношениях двигатель внутреннего сгорания не может еще конкурировать с паровым двигателем (напр. в области жел.-дор. тягового хозяйства).

В 80-х годах прошлого столетия появляется новый тип двигателя—*паровая турбина*. Хотя по своей экономичности она и уступает двигателям внутреннего сгорания, но возможность получать весьма крупные мощности в рядом других преимуществ дало ей широкое распространение и в некоторых областях паровая турбина совершенно вытеснила другие виды тепловых двигателей.

Развитие тепловых двигателей шло и идет под знаками трех основных стимулов:

- 1) экономии расхода первичной энергии (топлива);
- 2) экономии времени;
- 3) экономии начальной стоимости и стоимости эксплуатации.

1) Тепловая экономичность двигателя, характеризуемая его *экономическим коэффициентом полезного действия* (к. п. д.) или соответственно расходом горючего на единицу вырабатываемой энергии (удельный расход), является одним из важнейших факторов, непосредственно связанным с требованием минимума *валового* расхода топлива, его абсолютного сбережения, ибо расход горючего составляет одно из основных слагаемых стоимости вырабатываемой единицы отдачи.

Этот фактор особенно мощно выявляет себя в крупных установках, где каждый сберегаемый грамм горючего на ЭСЧ отражается на валовом сбережении топлива и стоимости эксплуатации, поднимая рентабельность станции. Но и помимо чисто коммерческой стороны уменьшение удельного расхода облегчает и в известных случаях повышает *эластичность* работы установки: так, напр., экономично функционирующее судно; аэроплан, легкий механический экипаж или тепловоз при повышении экономического к. п. д. ( $\eta_e$ ) могут с определенным запасом топлива совершать большие рейсы, меньше зависеть от пунктов снабжения горючим и приобретать большую свободу маневрирования и эластичность действия.

Здесь, однако, необходимо сразу же отметить, учитывая современную эволюцию двигателей, что в некоторых тепловых моторах *практическая экономичность* стоит почти на пределе своего высшего значения, и возможное ее дальнейшее увеличение могло бы стать нецелесообразным, так как усложняло бы двигатель, удорожало бы его и делало бы нежизнеспособным в смысле рентабельности. О пограничной экономичности тепловых двигателей будет сказано ниже при обзоре общих перспектив этих машин.

2) Второй фактор — экономия времени — выражает стремление за счет применения высоких скоростей процессов и движений механизмов двигателя (число оборотов) получить максимум выхода мощности в единицу времени при прочих равных условиях (вес, размер и пр.).

Припомним, что из формулы момента

$$M = 716,2 \frac{N}{n} \dots \dots \dots \text{kgm},$$

где  $N$  — мощность на валу  $\dots \dots \dots$  лс

$n$  — число оборотов в минуту, мы имеем

вообще выражение мощности

$$N = k \cdot M \cdot n.$$

Это простейшее механическое соотношение непосредственно дает ключ к пониманию основных связей в двигателе. Из этого выражения явствует, что при заданной мощности  $N$ , увеличивая  $n$ , можно в высокой мере понизить значение момента  $M$ . Но ведь момент определяется произведением „приведенного“ окружного усилия  $P_0$  на среднее плечо его  $R_0$ :

$$M = P_0 \cdot R_0.$$

Поэтому при большом  $n$  и соответственно малом  $M$  можно осуществить и незначительные по величине факторы  $P_0$  и  $R_0$  — силовой параметр и геометрический размер. Отсюда сразу вытекает то, что при малом  $M$  двигатель будет работать с относительно небольшими *силовыми* эффектами и потому может быть осуществлен *компактным*. Оба эти признака являются в современном двигателестроении весьма важными и ценными, позволяя строить *легкие*, компактные моторы. Развитие автомобилизма и авиации целиком обязано этим обстоятельствам. Легкая машина не требует много материала, хотя повышает требования к его качеству.

Обратное заключение очевидно — при существующих размерах двигателя его мощность будет возрастать (выработка энергии в единицу времени) при повышении скоростей в пределах, допускаемых процессом и запасом механической прочности элементов двигателя.

*Быстроходность* двигателя, помимо вышеуказанного, уменьшает периоды, в которые происходит потеря тепла в охлаждающую среду; у быстроходных машин в силу этого улучшается общий характер тепловой работы. Легкий и быстроходный мотор имеет решающее значение для быстро транспортирующих аппаратов, так как объем и вес мотора определяют в значительной мере *степень сопротивления* движению и связанную с этим скорость передвижения аппарата.

При разборе рабочего процесса паровой турбины мы увидим, что здесь самый процесс трансформации тепла в механическую работу налагает требование создания *высоких скоростей* истечения пара из сопел (до 1.300 *m/sec*) и лопаток турбинного колеса. Поэтому *большие*

окружные скорости и числа оборотов являются в турбине неизбежными и обуславливающими экономичность рабочего процесса этого теплового двигателя.

3) *Начальная стоимость* и стоимость эксплуатации двигателя (связанная также и с первыми двумя факторами) является в громадном большинстве случаев решающим моментом при выборе того или иного рода двигателя, особенно для нужд промышленных установок. От начальной стоимости зависят *амортизационные* и *капитализационные* расходы—эти неизбежные спутники во всяком практическом деле. Весьма экономичная, но дорогая машина в нормальных промышленных условиях эксплуатации становится неконкурентно-способной с дешевой, но менее экономичной машиной.—(Детальное ознакомление с вопросами рационального выбора двигателей для теплосиловой установки с точки зрения коммерческой экономичности слушатели М. В. Т. У. приобретают в курсе „Тепловые и силовые станции“).—Лишь в исключительных случаях и обстановке, когда по существу назначения двигателя стоимость его отходит на второй план или не принимается в расчет (наприм., в условиях военной обстановки, во временных и «ударных» установках, специальных устройствах и проч.), начальная стоимость перестает быть решающей и ее место замещают иные требования. В большинстве же практических соотношений она имеет превалирующее значение. Так, наприм., при современных соотношениях стоимости топлива, капитала и эксплуатации паротурбинная установка, почти как правило, получается более коммерчески выгодной, чем дизель—установки, при мощностях выше 3000—3500 *кз*, несмотря на то, что турбина требует устройства котельной, весьма большого количества охлаждающей воды для работы конденсации<sup>1)</sup> и является наконец, раза в 1,5 менее экономичной (по расходу горючего), чем дизель. Эта коммерческая выгода турбины коренится, главным образом, в ее относительно невысокой начальной стоимости, на ряду с другими выгодными особенностями ее рабочего процесса и условий обслуживания.

Общая тенденция современного моторостроения направлена на выработку по возможности дешевой, простой машины, долговечной и удобной в эксплуатации, и надо поэтому твердо помнить, что экономичность по топливу не может являться главным признаком *практической выгоды* теплового двигателя.

Укажем здесь же, что и конструктивное выполнение двигателя, применение прочных форм, употребление высокосортных стойких материалов и общее стремление к упрощению конструкции и обеспеченности надежного действия стоят в неразрывной связи с тремя основными требованиями, представляемыми самой жизнью к отдельному тепловому двигателю и целой теплосиловой установке.

На **фиг. 2** и **фиг. 3** приведены примерные кривые, характеризующие возрастание быстроходности: хронологический рост средней поршневой скорости и числа оборотов двигателей.

Средняя скорость поршня в *m/sec*:

$$V_m = \frac{2S \cdot n}{60}, \text{ где}$$

*S*—ход поршня . . . . . *m*

*n*—число оборотов в минуту.

Так, напр., для турбины в 3500 *кз* количество охлаждающей воды в среднем будет выражаться числом  $\approx 1000$  тонн воды в час. О расчете этого количества будет сказано ниже во II части курса.

На **фиг. 2** точка *A* соотв. средней скорости поршня в машине Уатт'а:

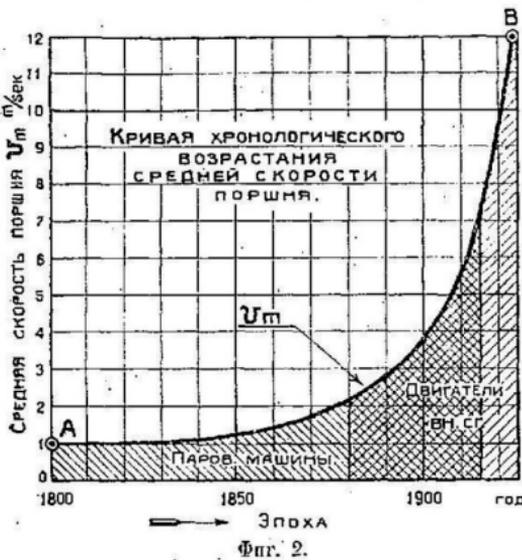
$$S = 1,225 \text{ м}, n = 25 \text{ (} N_c \approx 10 \text{ MC); } V_m \approx 1 \text{ м/сек.}$$

Точка *B* соотв. авиационному мотору с  $S = 0,150 \text{ м}, n = 2400; V_m \approx 12 \text{ м/сек}$  (модели Сёнбим, Либэрти).

На **фиг. 3** точка *A* соотв. паровой машины Уатт'а —  $n = 25$ ; точка *B* соотв. паровой турбине Дэ-Лавалля —  $n = 30000$ ; точка *C* — газовой турбине, действующей отработавшими газами, в турбоуплотнителе системы Sherbondy для высотных авиамоторов —  $n = 32000$  оборотов в минуту.

С увеличением как средней скорости движения, так и температурных высших пределов рабочих процессов, обуславливающих высшую экономичность, возникает целый ряд различных препятствий:

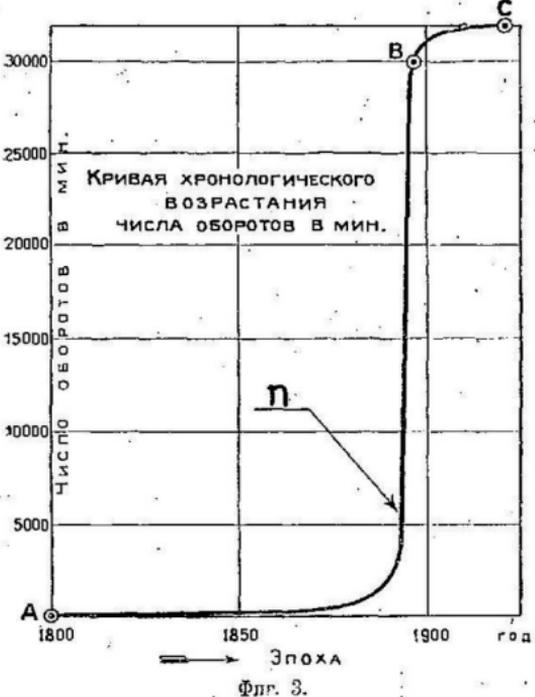
действительно, при увеличении средней скорости поршня  $V_m$  или периферической скорости  $V_n$  сильно выступает:



Эпоха  
Фиг. 2.

1) Влияние инерционных, в частности центробежных сил (растущих пропорционально квадрату скорости); эти силы вызывают высокие напряжения в некоторых деталях двигателя, являясь при этом пульсирующими усилиями большой частоты (Frequenz), далее они вызывают „усталость“ в материале и, наконец, могут вызывать так назыв. *рост* материала — увеличение геометрических размеров (остаточные деформации); последнее явление наблюдается, напр., в лопатках долго работавших турбин<sup>1)</sup>.

2) Появление больших работ трения, износа, заставляющих обращать особо серьезное внимание на обеспеченность и надежность действия смазки и недопущения возникновения больших



Эпоха  
Фиг. 3.

коэффициентов износа (см. КГ — Курс деталей машин).

<sup>1)</sup> „Рост“ лопаток в паровых турбинах конкретно обнаруживается примерно после 37000—40000 часов работы; приходится обращаться к операции *срубания* лопаток.

В быстроходных машинах, особенно поршневых, приходится считаться с явлением резонанса, могущего породить большие перенапряжения в деталях двигателя, а иногда быть источником поломок и аварий.

Все современные крупнейшие машиностроительные заводы при расчете ответственных частей моторов принимают во внимание возможность появления резонансных эффектов и проводят «расчеты на резонанс» (ср., напр., расчет на резонанс длинных гребных валов и многоколенчатых валов дизель-моторов)<sup>1)</sup>.

На **фиг. 5** изображена кривая экономичности для разных родов тепловых двигателей.

Что касается стоимости различных двигателей, то последняя зависит от целого ряда условий: величины мощности, состояния спроса и предложения, таможенных ставок, фрахта, сроков выполнения и полноты гарантий и пр. Ниже мы приводим некоторые характеристики стоимости различных двигателей.

В качестве примера на **таблице II** приведены некоторые *удельные* стоимости и веса (на 1 *ЭЛС*) в довоенных рублях по сметным и калькуляционным данным для типовых родов двигателей.

**Т а б л и ц а II.**

Удельные стоимости и веса тепловых двигателей.

Род и характеристика двигателя.		Эффект-ли. мощность, ЛС.	Стоимость, в довоен. руб.	В е с ТП.	Руб./ЛС.	Руб./ТП.	Kg/ЛС.
Фралко станция Москва.	Паровая машин. с использо- вара, зав. Sulzer . . . . .	540	30845	30,7	57,0	1000	57
	Паровая машин. с использо- вара, зав. Aschersloberer M. F.	550	22510	27,9	41,0	810	51
	Паровая машин. завода Borsig . . . . .	450	18535	21,0	41,2	860	46,6
По калькуляции.	4-такт. вертикальн. дизель Коломенского завода, без ма- ховика . . . . .	150	19800	21,0	132	920	144
	4-хтакт. вертикальн. быстро- ходный дизель завода Побель, без маховика . . . . .	500	71500	73,5	143	975	147
Пограничная стоимость.	Паровые турбины с электро- генератором и конденсацией завода Brown-Boveri C-1e. . .	680 (500 ку).	32500	25,8	47,8	1260	38
		4080 (3000 ку).	72800	73,5	17,8	990	18

<sup>1)</sup> Verdrehungsschwingungen eines Stabes mit Drehachse, Cümbel, V. D. J. 1912, S. 1025 и 1085.

<sup>2)</sup> Die Berechnung der Drehshwingungen, H. Holzer. Изд. I. J. Springer, 1921.

<sup>3)</sup> Drillungsschwingungen v. Kurbwellen. I. Mägg, V. D. J. 1918, S. 793.

<sup>4)</sup> Geiger, Ueber Verdrehungsschwingungen v. Wellen, 1914, Augsburg.

Современная эволюция тепловых двигателей совершается, помимо естественного стремления возможно повысить экономичность, под знаком следующих важнейших моментов. Не детализируя сложной обстановки развития тепловых двигателей, отметим отдельные требования, предъявляемые к двигателям:

1) *удешевление* единицы мощности и соответственно единицы заводского веса, связанных с уменьшением амортизационных и капитализационных расходов;

2) *упрощение* конструктивных форм и условий обслуживания в связи с требованием *повышения надежности*, безотказности действия и возможной автономности установки;

3) *повышение компактности* и увеличение „удельной мощности“ двигателя.

4) *повышение общей эластичности работы* и устранение вредного влияния недогрузки и перегрузки на удельный расход тепла (соотв. горючего);

5) *приспособляемость* к широкому кругу низкосортных горючих (местного топлива), как жидких, так и твердых;

6) *использование* отработавшего тепла на различные вспомогательные, производственные нужды (Abwärmeverwertung);

7) *упрощение* технологии производства и приближение к массовому, стандартизованному производству.

Все перечисленные моменты стоят в неразрывной связи с общим ходом технического прогресса и состояния топливодобывающей промышленности и металлических ресурсов различных стран.

Учет всех этих соотношений особенно важен в современных русских условиях для использования тепловых двигателей в тепло-силовом хозяйстве, памятуя при этом о тех особенностях промышленного развития, каковое характеризует нашу страну.

Вышевыдвинутые требования имеют особую значимость в деле развития *двигателей внутреннего сгорания* разных назначений.

# ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ.

## Экономичность тепловых двигателей.

Под общим наименованием *тепловых двигателей* объединяется обширная группа машин-двигателей, преобразующих тепловую энергию *теплоносителя* (рабочего тела) в механическую энергию. Следовательно, в самой общей форме тепловой двигатель можно определить, как „термо-механический трансформатор“.

В современных тепловых двигателях в качестве рабочего тела—носителя тепловой энергии—применяются исключительно *паро- и газообразные* тела, простого или сложного химического состава, при различных начальных и конечных состояниях по давлению и температуре. Наиболее ходовыми теплоносителями являются: перегретый и насыщенный ( $x \infty 1$ ) водяной пар, газовые смеси самых разнообразных составов и концентраций (см. часть III, двигатели внутреннего сгорания), смеси паров жидких горючих с воздухом (напр. бензинированный воздух в легких двигателях) и другие разновидности паро-и-газовых смесей. Применение чистого воздуха в качестве рабочего тела практически, в общем балансе, сводится почти к нулю; воздух употребляется, однако, в двигателях внутреннего сгорания в качестве *пускового* тела.—В настоящее время производятся попытки применения и других паров и газов: напр. инж. Emmett производил опыты с ртутными парами в качестве рабочего тела и построил бинарную (двух тел) турбину, работающую в верхней ступени *парами ртути*, в нижней—парами воды<sup>1)</sup>. Некоторые исследователи вели и ведут работу с применением таких тел, как тяжелые углеводороды ароматического ряда (бензол, ксилол и пр.), хлороформ, растительные масла и пр. Однако, опыты эти не вышли из недр лабораторий.

По способу действия и роду теплоносителя тепловые двигатели грубо можно разбить на следующие группы.

### I. Поршневые двигатели:

- а) паровые машины;
- б) воздушные двигатели;
- в) двигатели внутреннего сгорания.

### II. Лопаточные двигатели:

- а) паровые турбины;
- б) газовые турбины.

### III. Колесные двигатели:

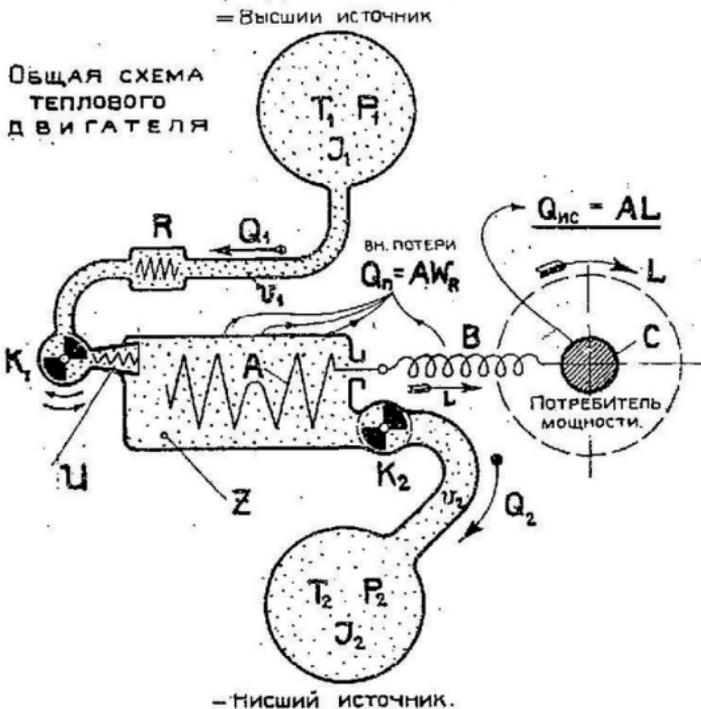
- а) паровые;
- б) газовые.

<sup>1)</sup> См., напр., Power, Jan. 1924, Emmett. Бинарная турбина.

Последний класс практического значения не имеет.

Дальнейшее разделение двигателей по различным классифицирующим признакам будет произведено для каждой отдельной группы двигателей. Современная практика обычно выделяет три самостоятельных класса двигателей: 1) паровые машины (поршневые), 2) паровые турбины и 3) двигатели внутреннего сгорания. При изложении нашего курса мы будем придерживаться последней классификации.

Что касается разделения двигателей по величине мощности, то это разделение является достаточно условным и переходящим, связанным с общим развитием цилиндрических и агрегатных мощностей по их величине. Агрегатная мощность (в одной машине) достигла крупного значения в  $\infty$  100.000 ЛС (паровая турбина).



Фиг. 4.

Общая схема теплового двигателя приведена на фиг. 4. Основными элементами всякой двигательной установки являются:

1) Высший и низший источники тепла, характеризуемые соотв. температурами  $T_1$  и  $T_2$ , давлениями  $P_1$  и  $P_2$  соотв. теплоемкостями  $J_1$  и  $J_2$  (внутр. энергия  $U_1$  и  $U_2$ ); эти параметры, определяющие термодинамическую напряженность тепловых уровней, между которыми протекает рабочий процесс двигателя, могут быть практически постоянными или же переменными. Такими источниками могут, напр., быть: в паровом двигателе—тепловая энергия пара, в котле (просто—котловой пар)—охлаждающая среда (вода) в конденсаторе; в двигателе внутреннего сгорания: воспламененная газовая смесь—среда, куда происходит выхлоп отработавших газов и пр. соотношения.

2) Рабочая полость  $Z$  двигателя (см. фиг. 4), где совершается рабочий процесс, напр., процесс расширения пара или газа, процесс протекания струи пара в лопатках турбинного колеса и пр.

3) Орган  $A$ , воспринимающий работу теплоносителя и передающий ее в цепь передачи к потребителю мощности  $C$ , напр., поршень двигателя внутреннего сгорания, паровой машины, лопаточное колесо акционной или реакционной турбины.

4) Механизм передачи  $B$  от органа  $A$  к потребителю мощности  $C$ ; к такому принадлежит, напр., кривошипный (шатунный) механизм.

5) Каналы, подводящие и отводящие теплоноситель (впускной и выпускной трубопроводы).

6) Регулирующее устройство  $R$  (регулятор), включаемое обычно в цепь подводящей линии.

7) Органы распределения  $K_1$  и  $K_2$ , осуществляющие фазы рабочего процесса в двигателях с периодическим, пульсирующим процессом (паровые машины, двигатели внутреннего сгорания, взрывные газовые турбины).

8) В некоторых родах двигателей органы  $K_1$  и  $K_2$  (впуска и выпуска) отпадают (в паровых турбинах), но вместо того появляется промежуточный трансформатор тепловой энергии  $U$ ; так, напр., в паровой акционной турбине применяется сопло, преобразующее тепловую энергию пара в энергию кинетическую, каковая и перерабатывается в работу момента на лопаточном колесе турбины.

Воплощение всех этих основных элементов в действительных выполнениях двигателей отличается крайним разнообразием, как в конструктивном, так и в функциональном отношении. Обширные прикладные дисциплины имеют предметом своего изучения отдельные звенья этой цепи, напр., теория регулирования, распределения, теплообмена, конденсации и пр.

Экономичность двигателя оценивается с разных точек зрения, причем устанавливается целый ряд *показателей* или *измерителей* степени теплоиспользования: это так наз. коэффициенты полезного действия, определяющие качество действия отдельных фаз рабочего процесса, его общий тепловой эффект и пр. Коэффициенты выводят, исходя из различных предпосылок и определений; они поэтому являются условными величинами. В современной силовой теплотехнике существует крайнее разнообразие в определении различных коэффициентов, и даже в наиболее главных и важных до сего времени не существует окончательной договоренности<sup>1)</sup>. Лишь очень ограниченное число коэффициентов (не более сотни) более или менее точно детерминировано и получило универсальное право гражданства.

Базируясь на основных положениях Энергетики и в частности Термодинамики, можно для теплового двигателя составить тепловой баланс процесса в самой *общей форме*. Воспользуемся для этой цели обозначениями фиг. 4:

$Q_1$  — тепло, введенное в двигатель (за один цикл, за единицу времени или приходящееся на единицу веса теплоносителя);

<sup>1)</sup> Автор пробывал сделать выборку различных коэффициентов, встречающихся в теплотехнике; однако подавляющее многообразие и лутаница определений заставляли его признать работу, в качестве индивидуальной, практически трудно выполнимой и временно от нее отказаться.

$Q_2$  — тепло, покинувшее двигатель, прошедшее через него неиспользованным (II-е начало Термодинамики); переходит в низший источник, охлаждающую воду, излучение и пр.;

$Q_{II} = A W_R$  — тепло, эквивалентное *механическим* потерям;

$Q_{uc} = AL$  — тепло, превращенное в полезную работу  $L$  (работу „полезного сопротивления“).

Будем иметь равенство сохранения энергии — *тепловой общий баланс*:

$$Q_1 = Q_2 + Q_{II} + Q_{uc} \dots \dots \dots (1)$$

*Совершенство процесса*, обуславливающее его экономичность, оценивается в *трех основных направлениях*:

1. Идеальный процесс, в предположении его *адиабатического*, без потерь, протекания, рисует абстрактную картину работы двигателя заданного процесса между постоянными высшим и низшим источниками. Он является лишь идеальным фоном для сравнения с ним действительного процесса и служит термодинамическим критерием, наиболее удобным при сравнении различных тепловых процессов. Действительный процесс всегда отклоняется от идеального в направлении уменьшения экономичности, будучи необратимым, неизбежно сопровождаемым целым рядом тепловых потерь.

Мерилом идеального процесса (см. термодинамику) служит **идеальный термический коэффициент**  $\eta_i$ .

Если обозначить количество тепла, передаваемое низшему источнику при *идеальном* процессе, через  $Q_2'$  (в отличие от  $Q_2$ ), то, по определению, будем иметь:

$$\eta_i = \frac{Q_1 - Q_2'}{Q_1} \dots \dots \dots (2)$$

Выводами этого коэффициента, главным образом, занимается техническая (прикладная) термодинамика. В дальнейшем нам придется встретиться с этим коэффициентом.

2) *Внутренняя характеристика экономичности действительного процесса* составляется как результат сравнения степени использования тепла „внутри“ двигателя, в рабочих полостях и органах, без учета механических потерь и выражается **термическим индикаторным, иначе, внутренним коэффициентом** п. д. (этот коэффициент часто в зарубежной практике называют термодинамическим окончательным, в отличие от-относительного термодинамического коэффициента):

$$\eta_k = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \dots \dots \dots (3)$$

Этот коэффициент является важнейшей термодинамической характеристикой совершенства *действительного* рабочего процесса.

Механический коэффициент п. д.  $\eta_m$ , определяется, как известно, отношением

$$\eta_m = \frac{L}{L + W_R} = \frac{Q_{uc}}{Q_{uc} + Q_{II}} = \frac{Q_{uc}}{Q_1 - Q_2} \dots \dots \dots (4)$$

Механический к. п. д. является показателем совершенства конструктивного выполнения, технологической обработки, пригонки частей, монтажа, обеспеченности смазки и пр. определяется исключительно опытным путем.

3) Для окончательного практического суждения о степени действительного использования тепла топлива в двигателе<sup>1)</sup> с учетом всех потерь, служит окончательный эффективный к. п. д.  $\eta_o$  (полный):

$$\eta_o = \frac{\text{действ. исполъз. тепло (преврац. в полезн. работу)}}{\text{фактически затраченное тепло}}$$

$$= \frac{Q_{ис}}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2 - Q_{п.}}{Q_1} \dots \dots \dots (5)$$

Выражая из у-ния (4)  $Q_{ис}$

$$Q_{ис} = (Q_1 - Q_2) \eta_m$$

и подставляя в у-ние (5), будем иметь

$$\eta_o = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} \eta_m = \eta_t \eta_m \dots \dots \dots (6)$$

т.-е. связь между  $\eta_o$ ,  $\eta_t$  и  $\eta_m$ , очевидную по существу соотношений.

Для оценки общего, окончательного экономического эффекта установки, (а не изолированного двигателя, как такового<sup>2)</sup>, необходимо вводить к. п. д. установки, производящей рабочее тело (котел, газогенератор)—коэффициент п. д. генерирующей установки  $\eta_g$ . Тогда общий к. п. д. всей установки в целом (генератор + двигатель), так назыв. экономический коэффициент полезного действия, выразится

$$\eta_o^2) = \eta_t \eta_g \dots \dots \dots (7)$$

В некоторых случаях, как например в нефтяном двигателе внутреннего сгорания, где генератор отпадает,  $\eta_g = \eta_o$ .

Общая сводка названий и определений различных к. п. действия дана ниже, при рассмотрении общей схемы теплосиловой установки (фиг. 6).

Приведем для основных родов двигателей примерные данные значений  $\eta_t$ ,  $\eta_m$ ,  $\eta_o$  (см. таблицу III).

Выражение (3) для термического индикаторного к. п. д.

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

указывает определенно на те мероприятия, помощью которых можно увеличивать экономичность рабочего процесса теплового двигателя. Значения  $Q_1$  и  $Q_2$  отнесенные, напр., к 1 кг, вообще говоря, суть функции температур и давлений. Известно из Термодинамики, что для идеального обратимого цикла Carnot  $\eta_t$  есть функция абсолютных температур  $T_1$  и  $T_2$ :

$$\eta_t = \eta_t = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

Однако для действительных процессов получаются иные соотношения, и коэф. п. д. цикла Carnot может служить лишь только *отдаленным* показателем совершенства процесса. Мы знаем из теории и опыта, что  $Q_1$  *возрастает* в сложной зависимости с повышением температуры и давления и что  $Q_2$  *уменьшается* при соотв. понижении этих параметров.

<sup>1)</sup> Без учета генерирующей установки.

<sup>2)</sup> Экономический к. п. д. часто означают символом  $\eta_w$ , производя индекс „w“ от немецкого „wirtschaftlich“.

Таблица III  $\eta_i$ ,  $\eta_m$  и  $\eta_e$ .

№	Род двигателя.	% $\eta_i$	% $\eta_m$	% $\eta_e$
1	Крупная паровая машина, работающая перегретым паром, с конденсацией . . . . .	17,5	90,0	15,8
2	Перегрети. локомот. зав. Wolf [№ 32 (100 ЛС) <sup>1)</sup>	23,4	94,0	22,0
3	Современная паровая турбина 10000 КУ завода Brown-Boveri начальн. дав. 11,5 абз. атм., темп. перегрева 350°, вакуум 97% <sub>10</sub> . . . . .	24,2	91,0 <sup>2)</sup>	22,2
4	Газовый двигатель. №=150 ЛС; $n=220$ .	32,0	83,0	26,5
5	4-х тактный дизель зав. MAN, №=300 ЛС, $n=187$ . . . . .	43,7	80,0	34,2
6	Бескомпрессорный дизель зав. „Otto-Deutz“ . .	45,6	82,0	37,4

Можно написать следующее выражение для  $\eta_i$  в действительном процессе:

$$\eta_i = 1 - \frac{f_2(T_2, P_2)}{f_1(T_1, P_1)} = 1 - M. \quad (8)$$

Несмотря на сложность функциональных зависимостей  $f_1$  и  $f_2$ , мы ясно констатируем, что отношение  $M$  уменьшается с возрастанием  $T_1$  и  $P_1$  и понижением  $T_2$  и  $P_2$ . Отсюда вытекает стремление — раздвигать пределы  $Q_1 - Q_2$ , увеличивать тепловой интервал, *теплопадение*; это раздвижение  $Q_1 - Q_2$  получается тем больше, тем интенсивнее, чем больше расширяется температурный интервал  $T_1 - T_2$  и соответственно разность давлений  $P_1 - P_2$ .

Эта тенденция обнаруживается почти с самых первоначальных работ с тепловыми двигателями и проходит красной нитью через всю эволюцию этих машин вплоть до нашего времени. Так принцип действия Дизеля позволил значительно поднять температуру и давление сгорания и получить высокое значение  $\eta_n$  (до 38%). Применение конденсации с *глубоким вакуумом* (до 97,5%<sub>10</sub>) понизило термическую напряженность низшего источника в паровых двигателях (в турбинах) и в высокой мере повысило экономический коэф. п. д. В настоящее время в турбинах повышаются и параметры  $T_1$  и  $P_1$  высшего источника, доходя до значений  $T_1 = 273 + 450^\circ\text{C}$  и  $P_1 = 240$  атм. (в котле) <sup>3)</sup>.

Однако, при применении обычных, ныне рабочих тел вероятно скоро достигнут до предельных значений  $T_1$  и соотв.  $P_1$ . Ибо при высоких  $T_1$  (2500—2700°K) и  $P_1$  — наступает с одной стороны — явление

<sup>1)</sup> По опытам Гутермута.

<sup>2)</sup> Вместе с электрогенератором.

<sup>3)</sup> См. „The Benson Super-Pressure Plant“ by Swain; Power, 1923, May 29, № 22.

диссоциации газов, а с другой—возникают громадные трудности в смысле выбора термически и механически стойких материалов, вопросы смазки, обеспеченной герметичности и пр. В этом отношении в настоящую эпоху, мы подошли, вероятно, к значениям этих параметров, близким к предельным. Возможно, что применение иных теплоносителей и материалов откроет в этом направлении новые перспективы. О дальнейшем понижении  $T_2$  едва ли можно серьезно предполагать.

Выражение эффективного коэффициента п. д. через рабочие параметры.

Эффективный (и соотв. экономический) к. п. д.  $\eta_e$  (соотв.  $\eta_c$ ) определяется практически путем установления из опыта *удельного расхода* горючего при известной рабочей теплотворной способности последнего или начальном состоянии пара (определенное  $J_0$ ).

Обозначим:

$q_{ис}$  — количество использов. тепла, эквивалентного работе 1 ЛС в 1 час (эффективный сило-час).  $\frac{\text{Cal}}{\text{ЭСЧ}}$

$q'$  — количество тепла, затраченного на получение 1 эффект. сило-часа (удельный расход тепла)  $\frac{\text{Cal}}{\text{ЭСЧ}}$

$C_c$  — действительный расход горючего на 1 ЭСЧ (удельный расход топлива)  $\frac{\text{Kg}}{\text{ЭСЧ}}$

$D_c$  — действительный расход пара на 1 ЭСЧ (удельный расход пара)  $\frac{\text{Kg}}{\text{ЭСЧ}}$

$H_p$  — рабочая теплотворная способность горючего.  $\frac{\text{Cal}}{\text{Kg}}$

$J_0$  — начальное теплосодержание пара перед входом в машину.  $\frac{\text{Cal}}{\text{Kg}}$

Будем иметь:

$$\begin{aligned} \underline{q_{ис}} &= \text{тепловой эквивалент эф. сило-часа (ЭСЧ)} = \\ &= \frac{75 \cdot 60 \cdot 60}{427} = \frac{270000}{427} = \underline{632} \text{ Cal/ЭСЧ} \end{aligned}$$

Удельный расход тепла  $q'$  выразится двояко:

$$\left. \begin{aligned} \text{по топливу } q' &= C_c \cdot H_p \\ \text{по пару } q' &= D_c \cdot J_0 \end{aligned} \right\} \frac{\text{Cal}}{\text{ЭСЧ}}$$

Поэтому получим две простейших и важнейших формулы для *эффективного* к. п. д.:

$$\text{по топливу } \eta_e = \frac{q_{ис}}{q'} = \frac{632}{C_c \cdot H_p} \quad (9a)$$

$$\text{по пару } \eta_e = \frac{q_{ис}}{q'} = \frac{632}{D_c \cdot J_0} \quad (9b)$$

При пересчете на 1 килоуатт-час (*КУЧ*) изменится величина теплового эквивалента-*ЭСЧ*, перейдя в

$$632 \times 1,36 \approx 860 \text{ Cal/КУЧ};$$

при этом  $C_e$  и  $D_e$  будут соответственно расходы на 1 *КУЧ*.

Выражения (9a) и (9b) для эффективного (и соотв. экономического) к. п. д. являются основными эксплуатационными формулами и подлежат твердому усвоению и запоминанию.

Приведем несколько примеров на определение  $\eta_e$  и  $\eta_o$  по основным рабочим параметрам.

1) Паровая машина Уатт'а показывала расход угля,  $C_e = 6 \text{ кг/ЭСЧ}$  при  $P_p = 7000 \text{ Cal/кг}$ .

$$\text{Удельный расход тепла } q' = 6 \cdot 7000 = 42000 \text{ Cal/ЭСЧ}; \eta_e = \frac{632}{42000} = 0,015 = 1,5\%$$

2) Современная крупная паровая турбина (7500—10000 *КУ*).

$$D_e = 5,1 \text{ кг пара/КУЧ}; J_{\text{об}} = 756 \text{ Cal/кг}.$$

$$\text{Удельный расход тепла } q' = 5,1 \cdot 756 = 3860 \text{ Cal/КУЧ}; \eta_o = \frac{860}{3860} = 0,223 = 22,3\%$$

3) Новейший бескомпрессорный дизель-мотор Hesselmal'a, работающий на моторной нефти.

$$C_e = 174 \text{ грамм/ЭСЧ} = 0,174 \text{ кг/ЭСЧ}; H_p = 10000 \text{ Cal/кг}; q' = 0,174 \cdot 10000 = 1740 \text{ Cal/ЭСЧ}; \eta_e = \eta_o = \frac{632}{1740} = 0,363 = 36,3\%$$

В практических испытаниях главным моментом является точное выявление значений  $C_e$  (относительно просто) и  $D_e$  (определение расхода пара—по питательной воде и конденсату).

Выражение (9a) можно переписать так, подставив вместо  $q_m$  числовое значение:

$$\eta_o = \frac{632}{q'}, \text{ или выражая } \eta_o \text{ в } \%$$

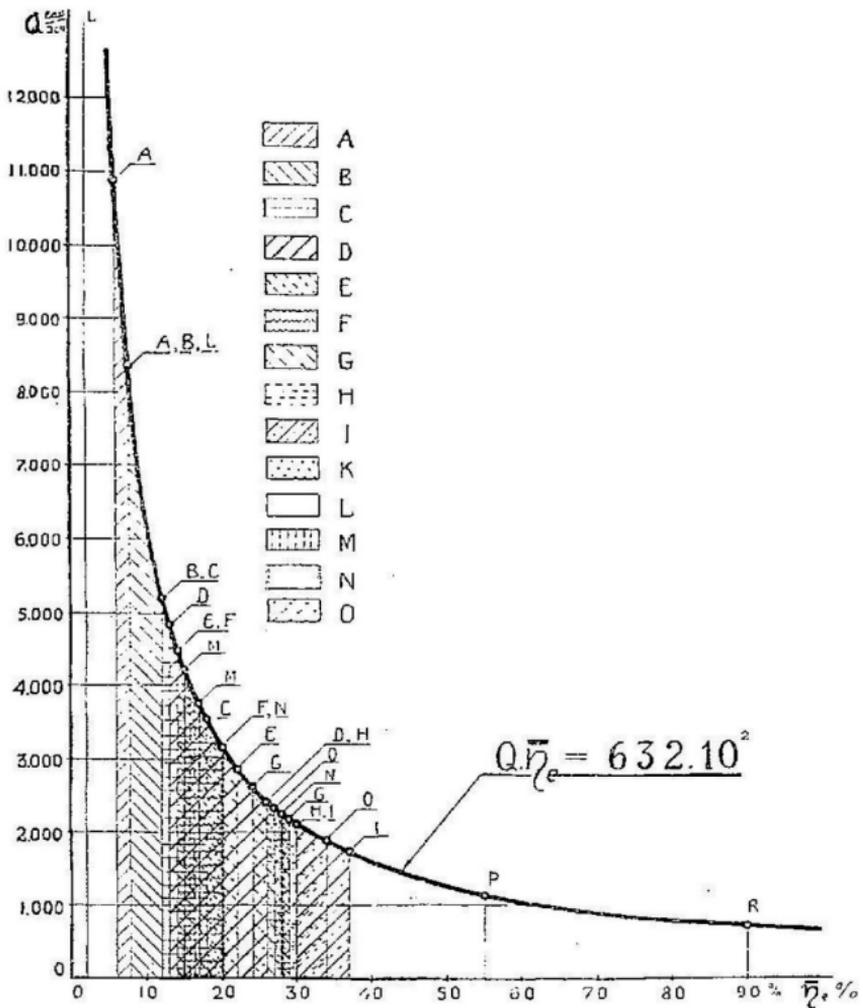
$$\eta_o \text{ \%} = 100 \cdot \frac{632}{q'} = \frac{632}{q'}$$

Из этой зависимости непосредственно вытекает, что  $\eta_o q' = 100 \cdot 632 = \text{const}$  (у-ние равнобокой гиперболы).

Получается гиперболическая зависимость между  $\eta_o$  и  $q'$ , вытекающая из самого определения эффективного к. п. д.

Откладывая по оси абсцисс  $\eta_o$  [в %] и по оси ординат удельный расход тепла на эффективный сило-час [*Cal/ЭСЧ*], будем иметь простейшее графическое изображение связи между  $\eta_o$  и  $q'$ .

На фиг. 5 приведена эта зависимость в форме равнобокой гиперболы  $\eta_o \cdot q' = const.$  Анализ связи между  $\eta_o$  и  $q'$  обнаруживает, что в виду асимптотического характера протекания кривой в приближении к высоким значениям  $\eta_o$ , абсолютная экономия в расходе тепла  $q'$



Фиг. 5.

быстро уменьшается: при интенсивном возрастании  $\bar{\eta}_o$  понижение  $q'$  мало ощутительно. Степень изменения (уменьшения)  $q'$  в зависимости от возрастания  $\bar{\eta}_o$  математически будет характеризоваться производной  $\frac{dq'}{d\bar{\eta}_o}$ :

$$q' = \frac{100 \cdot 632}{\eta_o} = \frac{c}{\eta_o}; \quad \frac{dq'}{d\eta_o} = -\frac{c}{\eta_o^2}$$

т.-е. степень уменьшения расхода тепла быстро падает (аннули-

руется), меняясь обратно пропорционально квадрату экономического к. п. д.—Рассмотрим, напр., следующие соотношения:

**А:**  $\eta_0$  паровоза = 5%<sup>1)</sup> увеличен на 1%, т.-е. до  $\eta_1 = 6\%$ .

Получаемая экономия в удельном расходе тепла будет:

$$\Delta A = \frac{100.632}{5} - \frac{100.632}{6} \approx 2080 \frac{\text{Cal}}{\text{ЭЧ}}$$

**В.**  $\eta_0$  новейшего дизель-мотора = 37% увеличен на 1%, т.-е. до  $\eta_1 = 38\%$ .

Получаемая экономия будет:

$$\Delta B = \frac{100.632}{37} - \frac{100.632}{38} \approx 40 \frac{\text{Cal}}{\text{ЭЧ}}$$

Сравнивая  $\Delta A$  и  $\Delta B$ , можно ясно видеть, как сильно меняется абсолютное сбережение при переходе из области низкой экономичности в область высокой. В первичный период развития теплового двига-

#### Таблица IV.

Средние пределы значений экономического к. п. д. для различных тепловых двигателей.

Пределы.	Род двигателя.	Эконом к. п. д. $\eta_0$ %.
А	Посредственные паровые установки .....	6—8
В	Средние паровые установки .....	8—12
С	Высокоразвитые мощные паровые установки (локомобили) .....	12—18
Д	Паротурбинные установки .....	13—26
Е	Нефтяные, керосиновые двигатели (ОМО) .....	16—25
Г	Газовсасывающие двигатели .....	16—22
Ж	Доменногазовые двигатели .....	24—29
И	Светильногазовые двигатели .....	26—30
К	Дизели .....	30—37
Л	Газовые турбины .....	10—16
М	Паровозы, на крюке .....	2—8
Н	Тепловозы на крюке .....	15—19
О	Автомобильные двигатели .....	20—28
П	Авиационные двигатели .....	27—34

1) Включая котел.

теля каждый процент приращения  $\eta_0$  и соотв.  $\eta_0$  обуславливал интенсивное падение  $q'$  и был весьма ощутим в самых мелких паровых установках. Ныне же, когда экономичность стоит на пределе значения  $\infty 40\%$ , абсолютное сбережение тепла и топлива соотв. сказывается лишь в крупных по мощности установках. В то же время надо помнить, что каждый завоеванный  $\%$  экономического к. п. д. в области  $\eta_0$  выше, примерно, 40—42% связан с большими трудностями как процессного, а равно и исполнительного характера. Последнее обстоятельство заставляет думать, что современный тепловой двигатель приблизился к пределу своей практической экономичности. С уверенностью можно предполагать, что промышленная теплотехника едва ли перейдет в область, простирающуюся за  $\eta_0 = 45 - 50\%$ . Лишь новые открытия и неведомые нам физические соотношения позволят, может быть, будущему теплотехнику-двигателю реализовать машины с высшей экономической отдачей.

В таблице IV приведены *средние* значения экономического к. п. д. для основных родов двигателей. Цифры этой таблицы могут служить руководящими и ориентировочными при решении первоначальных предварительных вопросов экономичности двигателей и их комбинаций в установках.

### Общая схема теплосиловой установки.

Всякая теплосиловая установка в общем своем построении включает следующие элементы, составляющие звенья рабочей тепловой и силовой цепи. Любая установка являет собою одну из крайне разнообразных модификаций тепло-силовых цепей как по количеству так и по типу составляющих звеньев. Схема дана на **фиг. 6**.

1) Генератор рабочей энергии теплоносителя (напр., котел, газогенератор, генератор сжатого воздуха) здесь можно различить два основных случая генерации:

а) Химическая энергия, скрытая в топливе, за счет экзотермической реакции — сжигания топлива — передается в форме тепловой энергии рабочему телу (напр. пару в котле), это последнее аккумулированную тепловую энергию несет к тепловому двигателю.

б) В генераторе происходит реакция превращения начального (рабочего) вида горючего в другое, приспособленное для питания двигателя (образование генераторного силового газа из твердых горючих).

2) Соединитель (трубопровод), включаемый между генератором и двигателем. Соединитель является каналом для транспортирования рабочего теплоносителя из генератора в двигатель. В практическом обиходе мы называем этот элемент установки рабочим *трубопроводом*, различая паропроводы, газопроводы и др.

3) Двигатель, как таковой. Он представляет собою, в самом общем определении, *трансформатор тепловой энергии теплоносителя в механическую работу*; определяют двигатель так же, как генератор мощности. Задачей курса и будет, главным образом, служить рассмотрение действия теплового двигателя с различных точек зрения.

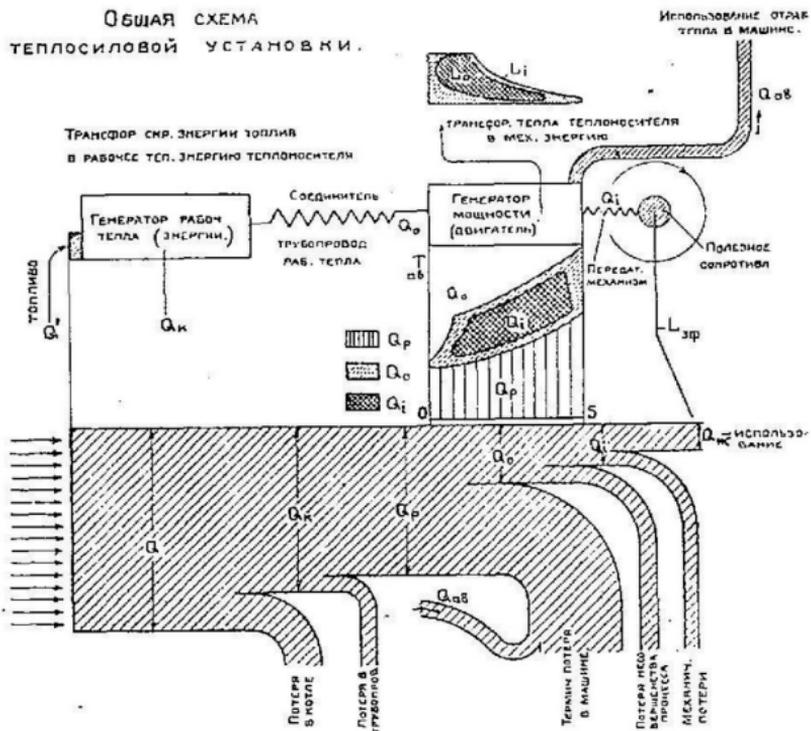
4) Передаточный механизм, передающий механическую энергию, развивающуюся внутри двигателя, органам потребления мощности (валу потребителя мощности). Является объектом изучения Прикладной Механики и общего машиностроения.

5) Потребитель мощности (мастерские, электрогенератор, под'емное устройство и проч.).

Пользуясь графической манерой, предложенной Sapkey, именно так. наз. *тепловым потоком*, проследим (см. фиг. 6) протекание этого потока по тепловой цепи. Так как при проходе энергии через эту цепь неизбежно возникает ряд потерь, невозвратимых вовсе или могущих быть частично использованными, то представляется необходимым охарактеризовать эти потери—или, иначе оценить рядом коэффициентов степень совершенства действия отдельных элементов установки и некоторых внутренних соотношений в двигателе.

Детальный разбор всех наиболее существенных коэффициентов будет дан ниже. Характеристика работы котла, трубопровода и элементов вспомогательного значения здесь не рассматриваем, так

ОБЩАЯ СХЕМА  
ТЕПЛОСИЛОВОЙ УСТАНОВКИ.



Фиг. 6.

как это является предметом рассмотрения в курсах паровых котлов и тепловых станций.

Выделим *основные* коэффициенты, характеризующие работу тепло-силовой установки. Пользуясь обозначениями схемы (фиг. 6) определим ряд коэф. п. д.

В схеме означают:

$Q_f$  — тепло топлива (в отнесении соотв.: к 1 kg, к часовому общему расходу, к единице выработки энергии и др.);

$Q_k$  — тепло отданное генератором энергии теплоносителя;

$Q_p$  — *располагаемое* тепло перед двигателем;

$Q_0$  — тепло, могущее превратиться в работу в идеальном процессе;

$Q_i$  — тепло, превращенное во внутреннюю (индикаторную) механическую работу в действительном процессе;

$Q_{mec}$  — тепло, превращено в полезную, эффективную работу; на валу двигателя (потребителя).

Соответствующие потери в элементах установки будут:

- 1)  $Q' - Q_k$  — потери в генераторе (котле);
- 2)  $Q_k - Q_p$  — потери в соединителе (трубопроводе);
- 3)  $Q_p - Q_0$  — потери в идеальной машине, определяемые вторым началом термодинамики;
- 4)  $Q_0 - Q_i$  — потери от несовершенства действительного процесса (отступление от идеального цикла);
- 5)  $Q_i - Q_{mec}$  — потери вредных механических сопротивлений.

### К о э ф ф и ц и е н т ы :

- 1)  $\frac{Q_k}{Q'}$  =  $\eta_k$  — к. п. д. генератора (в част. котла);
- 2)  $\frac{Q_p}{Q_k}$  =  $\eta_T$  — к. п. д. трубопровода;
- 3)  $\frac{Q_0}{Q_p}$  =  $\eta_i$  — к. п. д. идеальный термический (см. формулу (2))

$$\eta_i = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1};$$

- 4)  $\frac{Q_i}{Q_0}$  =  $\eta_r$  — к. п. д. относительный индикаторный, указывающий степень совершенства действительного процесса;

- 5)  $\frac{Q_{mec}}{Q_i}$  =  $\eta_m$  — к. п. д. механический.

Экономический к. п. д.  $\eta_c = \frac{Q_{mec}}{Q'}$ ; он, очевидно, выразится через основные коэффициенты, произведением их:

$$\eta_c = \frac{Q_k}{Q'} \cdot \frac{Q_p}{Q_k} \cdot \frac{Q_0}{Q_p} \cdot \frac{Q_i}{Q_0} \cdot \frac{Q_{mec}}{Q_i} = \frac{Q_{mec}}{Q'} = \eta_k \cdot \eta_T \cdot \eta_i \cdot \eta_r \cdot \eta_m = \frac{632}{9} \dots \dots (10)$$

Термический индикаторный к. п. д.  $\eta_i$  (см. форм. 3) выразится помощью основных коэффициентов так:

$$\text{по определению: } \eta_i = \frac{Q_i}{Q_0} = \frac{Q_0}{Q_p} \cdot \frac{Q_i}{Q_0} = \eta_r \cdot \eta_i \dots \dots \dots (11)$$

т. е. термич. индикаторный к. п. д. = произведению идеальн. термического к. п. д. на относит. индикаторн. к. п. д. Эта зависимость непосредственно вытекает из основных определений.

К. п. д. генераторной установки  $\eta_{гг}$  учитывает степень экономичности работы генератора (в части котла) и трубопровода:

$$\eta_{гг} = \eta_k \cdot \eta_T \dots \dots \dots (12)$$

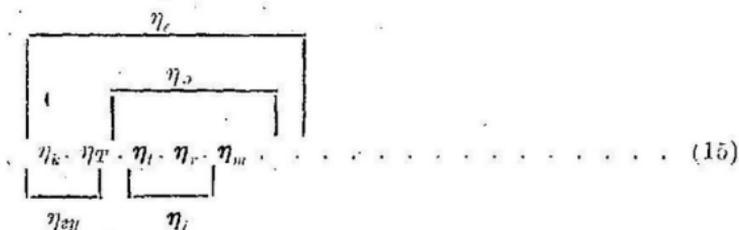
При относительной оценке различных двигателей, а также для получения критерия об экономичности двигателя вне связи с генерирующей установкой в технический обиход вошел твердо эффективный полный к. п. д.  $\eta_o$  (см. формулы 5 и 6).

$$\eta_o = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \eta_r \cdot \eta_m \dots \dots \dots (13)$$

Экономический (окончательный) к. п. д. установки выразится так:

$$\eta_c = \eta_o \cdot \eta_{гг} \dots \dots \dots (14)$$

Для наглядности отдельных соотношений между основными коэффициентами приводим „структурную“ схему:



Приведем примерные значения коэффициентов для паровой и дизельной установки.

1) Установка с паровой машиной:

$$\begin{aligned} \eta_k &= 0,76 & \eta_o &= 0,22 \cdot 0,79 \cdot 0,92 = 0,16 = 16\% \\ \eta_T &= 0,93 & \eta_c &= 0,16 (0,76 \cdot 0,93) = 0,113 = 11,3\% \\ \eta_i &= 0,22 & & \\ \eta_r &= 0,79 & & \\ \eta_m &= 0,92 & & \end{aligned}$$

2) Установка с двигателем Дизеля:

$$\begin{aligned} \eta_k &= 0 & \eta_c &= \eta_o = 0,48 \cdot 0,87 \cdot 0,79 = 0,33 = 33\% \\ \eta_T &= 0 & & \\ \eta_i &= 0,48 & & \\ \eta_r &= 0,87 & & \\ \eta_m &= 0,79 & & \end{aligned}$$

На схеме **фиг. 6.** указаны ответвления теплового потока —  $Q_{об1}$  и  $Q_{об2}$ ; первое из них имеет место, когда отработавший в *основном двигателе* теплоноситель может быть использован для питания вторичного двигателя, второй—когда отработавшее тепло может быть частично возвращено в Генераторную установку помощью специальных устройств (регенерация)<sup>1)</sup>. При использовании отработавшего тепла (Abwärmeverwertung)  $\eta_c$  установки может быть значительно увеличен.

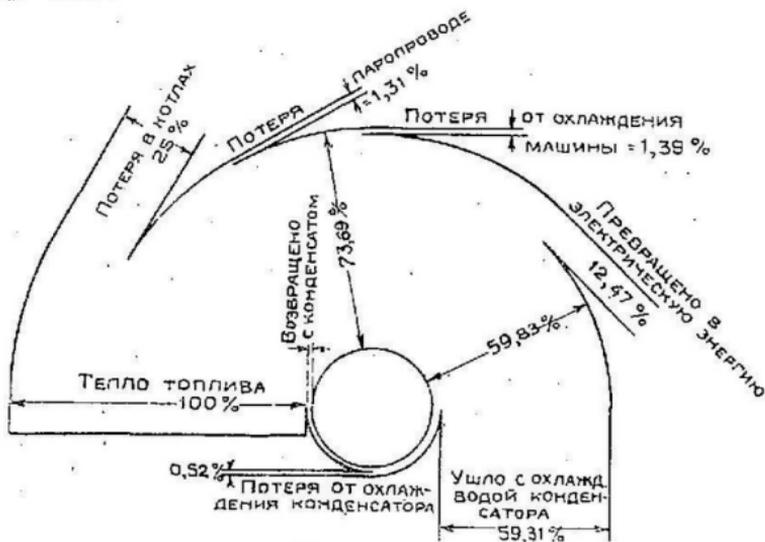
<sup>1)</sup> Не касаясь в настоящем курсе вопросов регенерации тепла, отсылаем интересующихся, напр., к статьям:

П. А. Давидов „Современное положение вопроса о применении пара высокого давления в теплосиловых установках“. Изв. Теплотехнич. Ин-та. № 1, 1924 г., стр. 59 см. также проф. А. А. Радиг „Новейшие течения в развитии тепловых двигателей“. Ленингр. 1923 г.

Тепловой поток паровой установки с конденсацией.

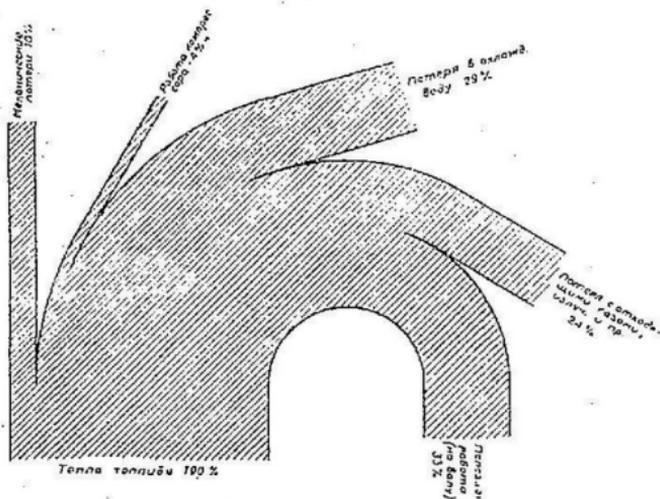
$P_n = 12$  атм. н.эб.

$t_n = 300^\circ$ .



Фиг. 7.

Тепловой поток стационарного дизель-мотора.



Фиг. 8.

На фиг-ах 7, 8, 9 и 10 представлены тепловые потоки для некоторых установок; элементы балансов взяты из непосредственных опытов. По процентным значениям этих элементов (потерь) легко получить соответственные значения основных коэффициентов.



# Часть I.

## Паровые машины.

Паровая машина является старейшим представителем тепловых двигателей. Со времен Дж. Уатта, когда была реализована первая практически жизнеспособная и окупающая себя паровая установка, этот род двигателя интенсивно развивался, найдя себе широкое поле применения в промышленной и транспортной теплотехнике. До сего времени, если включить в рассмотрение транспортирующие машины— ж. д. тяговые и судовые — паровая „сила“ является по абсолютной величине доминирующей, и не так близко время, когда этот двигатель уступит поле своего применения другим тепловым машинам; особенно твердо держится паровая машина в качестве локомотивного двигателя.

Принцип действия пара в паровой машине общеизвестен. Входя в рабочую полость цилиндра, пар определенного давления  $P_1$  и тепло-содержания  $J_1$  (см. фиг. 4) производит непосредственное давление на приемный орган — поршень, причем при последующем *расширении пара* происходит падение давления до конечного значения  $P_2$ ; тепло-содержание переходит к низшему значению  $J_2$ .

*Внутренняя* (индикаторная) работа пара может быть представлена в самой общей форме так:

$$L_i = \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dV \dots \dots \dots \text{kgm} \dots (16)$$

где  $V$  есть переменный объем, описываемый поршнем. В этом интеграле работы расширения давление  $p$  есть величина *переменная*; цикл паровой машины между пределами давлений  $p_1$  и  $p_2$  есть по давлению и объему—цикл *периодический, пульсирующий*.

По отношению к перепаду тепла  $J_1 - J_2$  работа  $L_i$  может быть выражена:

$$L_i = \frac{J_1 - J_2}{A} \dots \dots \dots (17)$$

где  $A = \frac{1}{427} \text{ Cal/kgm.}$

Индикаторная работа помощью механизма передачи (шатунного механизма) передается валу двигателя в форме работы крутящего момента

$$L_i \cdot \eta_m = M \cdot \varphi \dots \dots \dots (18)$$

при чем, учитывая механические потери, работа  $L_i$  уменьшается в отношении  $\eta_m$  (механический к. п. д.);  $M$  — *средний* крутящий момент,  $\varphi$  — угол поворота вала<sup>1)</sup>, соответствующий времени рабочего цикла.

В силу того, что давление  $p$  цикла переменное  $M \neq \text{const}$ , что является показателем для условий работы паровой машины (в отличие от паровой турбины, где  $M = \text{const}$ ).

Степень экономичности паровой машины зависит от степени раздвижения тепловых пределов  $J_1, J_2$  и совершенства ее выполнения и поддержания в работе ( $\eta_m$ ).

Заметим, что все те основные моменты, которые были заложены гениальным Уаттом в его машину, сохранились в своем существе до сего времени, подвергшись лишь качественному усовершенствованию, приобретаю новые конструктивные воплощения; термические пределы, как и пределы давления, в высокой степени раздвинулись по сравнению с первоначальными.

### Классификация паровых машин.

В основу классификации могут быть положены следующие различительные признаки:

#### I. Тип действия:

- 1) простого действия (одна рабоч. полость),
- 2) двойного действия (две рабоч. полости).

#### II. Род холодного источника:

- 1) без конденсации (работа на выхлоп),
- 2) с конденсацией (работа на конденсатор).

#### III. Число ступеней расширения:

- 1) машины одиночного расширения,
- 2) " двойного "
- 3) " тройного "

#### IV. Род парораспределения:

- 1) золотниковое парораспределение (плоские, круглые, (поршневые) золотники),
- 2) клапанное парораспред. (у большинства современ. больших стационарных машин),
- 3) крановое парораспределение (устарело),
- 4) распределение помощью окон (машина Штумпфа).

#### V. Расположение рабочих цилиндров в пространстве:

- 1) горизонтальные,
- 2) вертикальные (в больш. случаев быстроходные),
- 3) наклонные (на судах).

#### VI. Назначение машины:

- 1) стационарные: неподвижные, относ. неподвиж. (локомотивы),
- 2) сухопутно-транспортные машины (жел.-дор. тяга, тракторы, автобусы),
- 3) водно-транспортные машины: судовые—речные машины, судовые—морские машины.

<sup>1)</sup>  $\varphi$  в долях  $\pi$ .

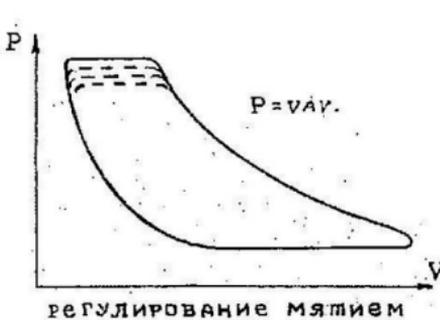
VII. Число оборотов (оборотность):

- 1) тихоходные,
- 2) быстроходные.

VIII. Способ регулирования:

- 1) мятнем пара (дросселирование),
- 2) отсечкой.

Можно было бы указать еще целый ряд признаков, но они являлись бы или второстепенными или специальными.

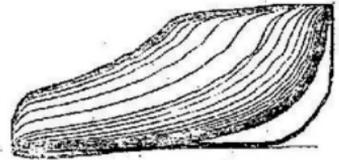


Фиг. 11.

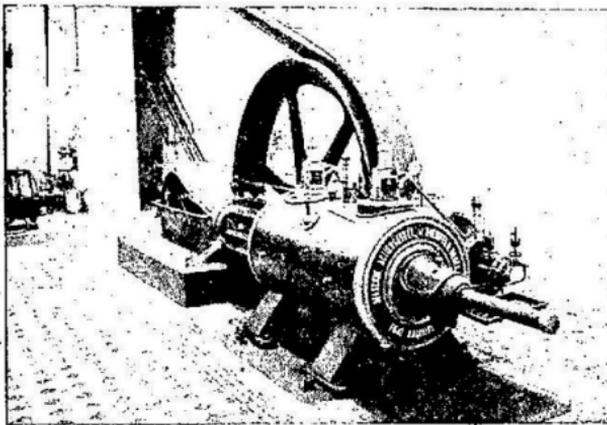


Фиг. 12.

Доминирующим способом регулирования является отсечка; разница в этих двух способах регулирования видна из сопоставления индикаторных диаграмм. В первом способе (см. фиг. 11) регулирования переменным является давление  $p$ , во втором (фиг. 12) объем пара (соот. количество пара)  $v$  (или соответствующий вес пара). На фиг. (12а) приведена индикаторная диаграмма регулирования отсечкой, снятая с паровой машины (практическая).



Фиг. 12а.

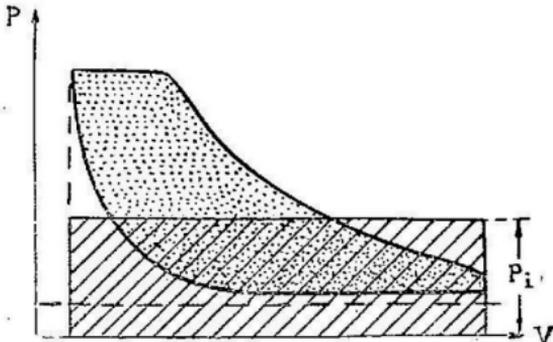


Фиг. 12б.

На фигуре (12б) дан общий вид одноцилиндровой паровой машины двойного действия на 115 л. с.

### Расчет паровой машины.

Для суждения о работе существующей паровой машины, также как и при проектировании новой машины, необходимо прежде всего получить или построить индикаторную диаграмму. В первом случае индикаторная диаграмма снимается во время работы машины особым прибором—индикатором<sup>1)</sup>; во втором она строится по заданным параметрам с учетом действительных соотношений и отклонений действительного процесса от идеального, теоретического. Площадь индикаторной диаграммы (см. фиг. 13) выражает работу машины за один рабочий цикл. Высота прямоугольника с основанием, равным длине индикаторной диаграммы, и равновеликого ей по площади представляет среднее индикаторное давление  $p_i$   $kg/cm^2$  (Атм.) (наиболее важный расчетный параметр, практическая характеристика рабочего процесса и его удельной напряженности).  $p_i$  определяется



Фиг. 13.

обычно планиметром; за неимением такового—по правилу трапеций или прямым подсчетом элементарных квадратов.

Соотношения между параметрами, определяющими мощность машины.

Если обозначить  $D$ —диаметр поршня в  $cm$ .

$S$ —ход поршня в  $m$ .

$p_i$ —среднее индикаторное давление  $kg/cm^2$  (Атм.);

$n$ —число оборотов в мин.,

то среднее давление на поршень будет:

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot p_i = F \cdot p_i,$$

где  $F$  площадь поршня в  $cm^2$ , и средняя скорость поршня

$$V_m = \frac{2 \cdot S \cdot n}{60} = \frac{S \cdot n}{30} \text{ m/sec} \dots \dots \dots (19)$$

Индикаторная мощность паровой машины (для одной полости) простого действия выразится:

$$N_i = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_i \cdot S \cdot n \cdot \frac{1}{60 \cdot 75} \text{ ЛС} \dots \dots \dots (20')$$

<sup>1)</sup> Теорию индикатора см., напр., Грамберг «Технические измерения». Здесь же изложена теория планиметрирования.

См. также проф. Л. П. Смирнов. «Планиметр».

Заменяя в приведенной формуле  $\frac{\pi D^2}{4}$  через  $F$  и  $\frac{S \cdot n}{30}$  через  $V_m$  получаем:

$$N_i = \frac{F \cdot p_i \cdot V_m}{2.75} \text{ ЛС} \dots\dots\dots (20'')$$

Переписав выраж. (20') в форме

$$N_i = \frac{F \cdot P_i \cdot S \cdot n}{60.75}$$

и выражая  $F$  в  $m^2 \cdot 10^4 \cdot \Phi_m^2 = F_{cm}^2$  —, будем иметь

$$N_i = 10^4 \frac{\Phi \cdot S \cdot p_i \cdot n}{60.75}$$

Замечая, что  $\Phi S = V_h$  — рабочему объему цилиндра в  $m^3$ , получили третью разновидность формулы индикаторной мощности

$$N_i = 10^4 \frac{V_h \cdot p_i \cdot n}{60.75} \cdot \text{ЛС} \dots\dots\dots (20''')$$

Последнее выражение (20''') непосредственно вытекает из интеграла работы (см. фор. 16), если заменить подинтегральное переменное  $p$  через постоянное  $p_i$  и взять  $n$  циклов, переведя работу в мощность, выраженную в ЛС.

$$L_i = \int_{V_1}^{V_2} p_i \cdot dV = p_i \int_{V_1}^{V_2} dV = p_i \cdot V_h \text{ кгм. Здесь } p_i \text{ кг/м}^2.$$

$$N_i = \frac{L_i \cdot n}{60.75} = \frac{V_h \cdot p_i \cdot n}{60.75} \cdot 10^4 \text{ ЛС;}$$

$10^4$  входит в качестве переходного модуля  $p_i \text{ кг/м}^2$  — в  $p_i \text{ кг/см}^2$ .

При практическом определении  $N_i$  обычно заранее вычисляют „постоянную мощности“

$$C' = \frac{V_h}{60.75} 10^4 \text{ или соотв.}$$

для нормальной машины двойного действия

$$C'' = \frac{2 \cdot V_h}{60.75} \cdot 10^4.$$

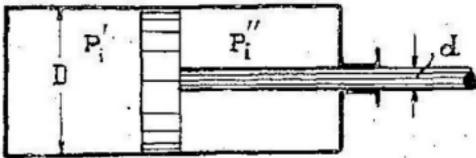
Тогда мощность выразится для машины простого действия (одной полости)  $N_i' = C' \cdot p_i \cdot n$

для двух полостей (нормально)  $N_i'' = C'' \cdot p_i \cdot n$ .

Индикаторная мощность есть функция  $p_i$  и  $n$ .

Машины двойного действия.

В этих машинах, являющихся наиболее распространенными, работа пара происходит в обеих полостях цилиндра (фиг. 14), при чем площадь поршня в передней полости должна быть уменьшена на площадь скалки, если скалка не является сквозной.



Фиг. 14.

$$F — \text{площадь поршня} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$f — \text{площадь скалки} = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$N_i = \frac{F \cdot P_i' \cdot S \cdot n}{60.75} + \frac{(F-f) \cdot P_i'' \cdot S \cdot n}{60.75} \cdot \text{ЛС} \dots \dots \dots (21)$$

принимая  $P_i = \frac{P_i' + P_i''}{2}$  и  $f=0$ , т. е.  $f$

сравнительно мало с  $F$ , получаем:

$$N_i = \frac{F \cdot P_i \cdot 2 \cdot S \cdot n}{60.75} \cdot \text{ЛС} \dots \dots \dots (22)$$

Эффективная мощность

$$N_e = \eta_m \cdot N_p \dots \dots \dots (23)$$

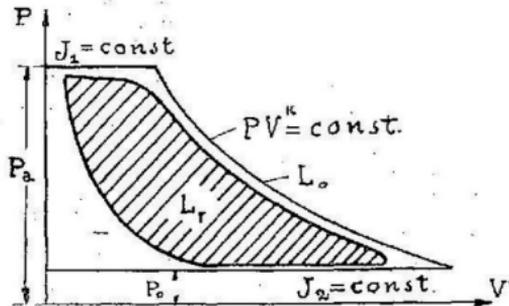
где  $\eta_m$  механический к. п. д.

При проектировании машины из уравнения (22) находят  $D^2 \cdot S$  и задаваясь отношением  $S/D$ , определяют  $D$  и  $S$ . Ходовое значение  $S/D = 1,8-2$ . В быстроходных машинах это отношение уменьшается.

Анализ индикаторной диаграммы.

Исследование индикаторной диаграммы начнем с „идеальной“, затем построим „теоретическую“ диаграмму и в нее внесем поправки, учитывающие отступления действительного процесса от теоретического.

Идеальная <sup>1)</sup> индикаторная диаграмма получается при работе пара без потерь (фиг. 15). Впуск пара происходит при постоянном давлении  $P_a = const$ , постоянном теплосодержании  $J_1 = const$ . Затем следует полное расширение по адиабате ( $PV^k = const \dots$ ) до давления выхлопа  $P_o$  при теплосодержании  $J_2$ ; вредное пространство



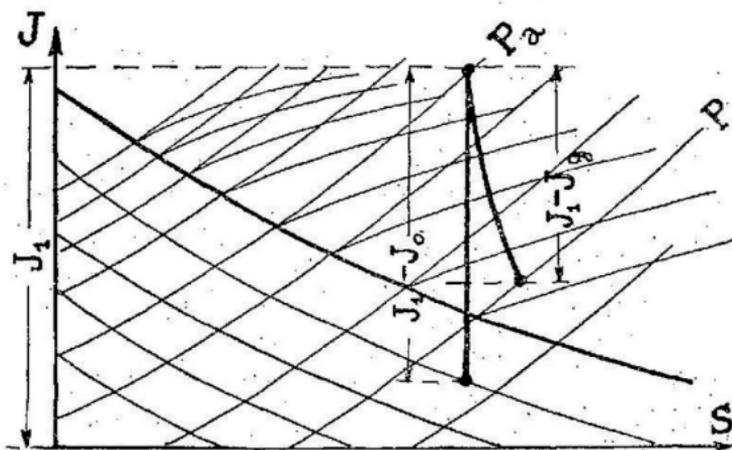
Фиг. 15.

<sup>1)</sup> Цикл близ. к циклу Rankin'a.

при этом полагается равным нулю. Следовательно, в идеальной диаграмме используется теплопадение  $J_1 - J_2$  (фиг. 15) и площадь диаграммы представляет идеальную работу пара в пределах указанного теплопадения  $L_{ид.} = \frac{J_1 - J_2}{A}$ . Действительная работа пара меньше идеальной на величину потерь, которые получаются вследствие мятя пара при впуске, отступления линии расширения от адиабаты (теплоотдача), неполноты расширения, работы сжатия и наличия вредного пространства в действительных машинах.

Как видно из JS диаграммы (фиг. 16) теплопадение в действительном процессе будет меньше и равно  $J_1 - J_g$ , где  $J_g$  — теплосодержание в действительном процессе, так как процесс идет не по адиабате. Отношение  $\frac{J_1 - J_g}{J_1} = \eta_t$  будет мерилом экономичности идеального процесса любого парового двигателя;  $\frac{J_1 - J_g}{J_1 - J_2} = \eta_r$  — относи-

тельного процесса любого парового двигателя;  $\frac{J_1 - J_g}{J_1 - J_2} = \eta_r$  — относи-



Фиг. 16.

тельный индикаторный коэффициент полезного действия, он представляет отношение действительной работы пара к идеальной, т. е.

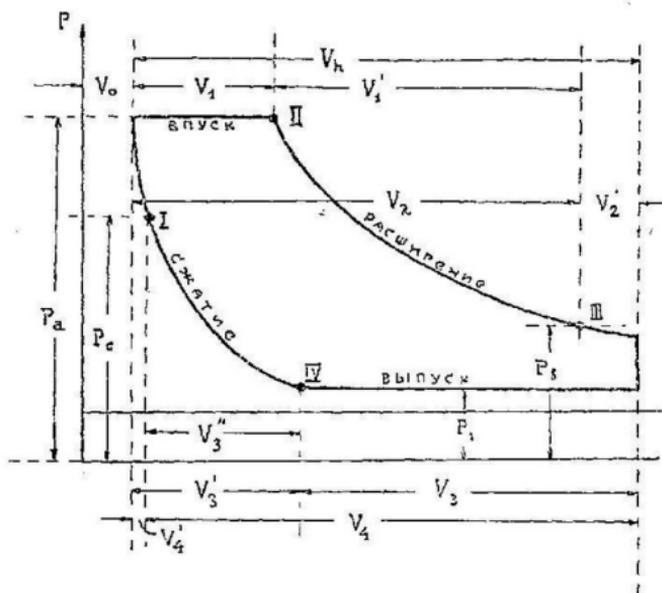
$\eta_r = \frac{A \cdot L_i}{J_1 - J_2}$ . Наконец  $\frac{J_1 - J_g}{J_1} = \eta_t \cdot \eta_r = \eta_i$  — термический индикатор-

ный коэффициент полезного действия (см. форм. 3) — указывает долю теплоспользования в действительном процессе.

### Теоретическая индикаторная диаграмма одноцилиндровой паровой машины.

На чертеже 17 представлена диаграмма паровой машины без конденсации. Несколько ранее прихода поршня в мертвое положение (точка I) происходит впуск свежего пара, что осуществляется в виду тех соображений, чтобы к началу хода поршня в цилиндре уста-

новилось *полное начальное* давление. В точке II впуск пара прекращается (отсечка) и начинается работа расширения пара до точки III. В точке III открываются выпускные окна, и пар вытесняется в атмосферу (или конденсатор). На участке диаграммы IV—I происходит сжатие оставшегося пара; такая компрессия пара создает более благоприятные условия для работы машины (служат как бы паровым катарактом, буфером и дает относительную экономию в расходе пара, так как для восстановления в мертвом пространстве цилиндра начального давления потребуется меньшее количество пара).



Фиг. 17.

Обращаясь к индикаторной диаграмме, введем обозначения:

- $V_1$  — объем впуска пара
- $V_1'$  — " истинного расширения
- $V_2$  — " предварения выпуска
- $V_3$  — " выхлопа
- $V_3''$  — " истинной компрессии
- $V_4$  — " предварения впуска

Элементы индикаторной диаграммы:

$$\frac{V_0}{V_h} = m = \text{величина вредного пространства в } \%,$$

$$\frac{V_1}{V_h} = \varepsilon = \text{номинальная или относительная степень наполнения}$$

(отсечка),

$$\frac{V_2'}{V_1} = \frac{1}{\varepsilon} \rho = \text{номинальная или относительная степень расширения,}$$

ния,

$\frac{V_2'}{V_h} = v_a$  — величина предварения выпуска,

$\frac{V_3'}{V_h} = C$  — величина сжатия (в действительности надо было бы  
взять  $\frac{V_3''}{V_h}$ ),

$\frac{V_4'}{V_h} = V_c$  — величина предварения впуска.

Все эти величины могут быть получены из индикаторной диаграммы за исключением  $V_o$  — объема мертвого пространства; последний может меняться от термического расширения и износа машины. В паровых машинах объем вредного пространства обычно определяется заполнением водой, когда поршень находится в мертвом положении; количество заполняющей воды и дает возможность легко найти  $V_o$ .

Действительные величины наполнения, расширения и сжатия получаются на основании данных из диаграммы следующим образом:

действительная степень наполнения

$$\varepsilon_o = \frac{V_1 + V_o}{V_h + V_o} = \left[ \frac{V_1}{V_h} + \frac{V_o}{V_h} \right] : \left( 1 + \frac{V_o}{V_h} \right) = \frac{\varepsilon + m}{1 + m};$$

действительная степень расширения

$$\rho_o = \frac{1}{\varepsilon_o} = \frac{V_h + V_o}{V_1 + V_o} = \frac{1 + m}{\varepsilon + m}$$

и действительная степень сжатия

$$\varphi = \frac{V_3' + V_o}{V_o} = \frac{C + m}{m};$$

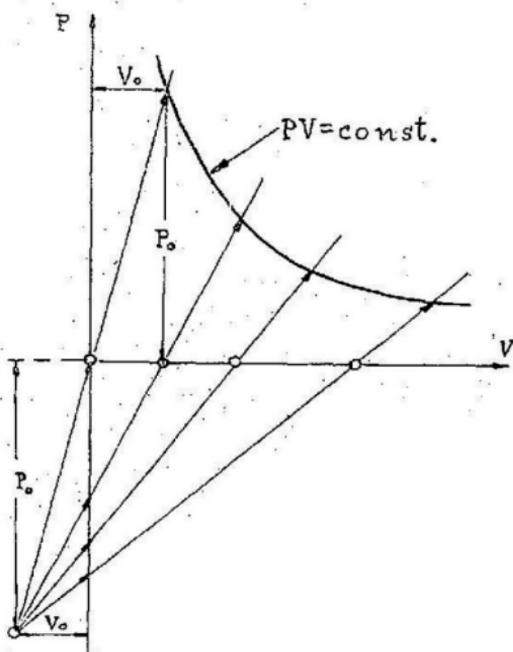
в последней формуле правильно было бы вместо

$$\frac{V_3' + V_o}{V_o} \text{ взять } \frac{V_3'' + V_o}{V_o}.$$

**Теоретические кривые адиабатического расширения пара.**

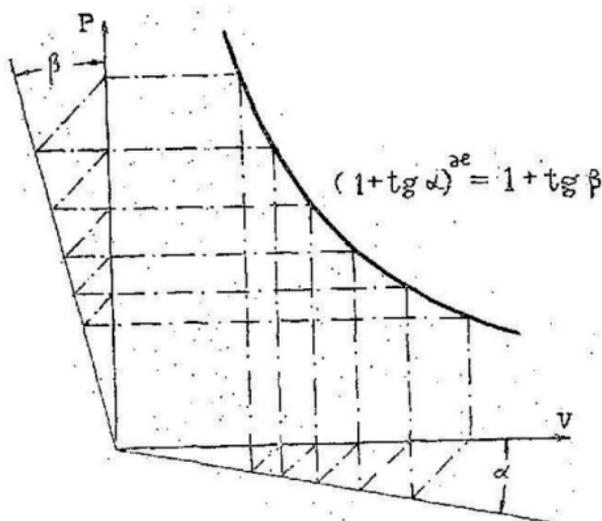
1) Для адиабаты влажного пара  $PV^{1,035 + 0,1x} = const$ , где  $x$  (паросодержание) все время меняется, принимают расширение по некоторой политропе с постоянным показателем, т.е.  $PV^x = const$ .

2) для адиабаты перегретого пара:  $P \cdot V^{1,305} = const.$



Фиг. 18.

В действительности в паровой машине расширение происходит для насыщенного пара по кривой, близкой к кривой *Мариотта*, т.е.  $P \cdot V = const$ ; при работе перегретым паром по политропе  $P \cdot V^x = const$ , где  $x$  меняется от 1,05 до 1,25.



Фиг. 19.

На **фиг. 18** приведен способ построения кривой Мариотта<sup>1)</sup> (равнобокой гиперболы) и построения политропы (способ Брауэра) на **фиг. 19**.

<sup>1)</sup> В виду простоты построения гиперболы доказательство последнего не приводится (здесь векторы—стрелочные—равны).

Значения углов для построения поллитропы приведены в ниже-  
следующей таблице:

Таблица V.

$z$	1,10	1,15	1,20	1,25	1,30
$\alpha$	11,20	11,20	11,20	14,05	14,05
$\beta$	12,35	13,10	13,50	17,55	18,40
$\lg \alpha$	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25
$\lg \beta$	0,222	0,234	0,245	0,322	0,337

Если показатель поллитропы  $z = \text{const.}$ , углы  $\alpha$  и  $\beta$  не будут по-  
стоянными; для данной поллитропы лучи  $oa$  и  $ob$  примут криволи-  
нейное очертание; обратно, если по заданной поллитропе необходимо  
найти  $z$ , то построение лучей  $oa$  и  $ob$  будет указывать на величину  
и характер изменения показателя  $z$  <sup>1)</sup>.

Таблица VI

Род распределения.	$m$ в %
плоский золотник . . . . .	7—8
круглый (поршневой) золотник . . . . .	11—12
клапанное распредел. . . . .	6—7
краповое . . . . .	4—5

Величины вредного простран-  
ства  $m^0_{f_0}$  для типовых паро-  
распределений при  $\frac{S}{D} = 1,8—2$   
и средней скорости поршня  $V_m =$   
 $\frac{2.S.n}{60} = 2-3$  м./сек. приведены в  
табл. VI.

$m = f(V_m, S);$   
 $m$  — растёт  $\left\{ \begin{array}{l} \text{с увеличением } V_m \\ \text{с уменьшением } S \end{array} \right.$

1) См. Bruno Leinweber, V. D. J. 1913, S. 534.

Средние ходовые значения наивыгоднейшей отсечки  $\varepsilon$  в %.

Таблица VII.

Нач. давл. <i>P At.</i> <i>abs.</i>	Одноцил. маш. без конденс. с регулиров. отсечкой.	Одноцил. маш. с конденсацией.	
		Без рубаш.	С рубаш.
5	34—28	17—13	13—9
6	28—23		
7	25—20	14—12	9—8
8	22—18		
9	20—15	*)	*)
10	18—12		

Величина степени наполнения или отсечка является основным параметром, характеризующим удельный *расход пара*; последний увеличивается с возрастанием  $\varepsilon$ , хотя и не следует при этом строгой пропорциональности с  $\varepsilon$ . Выбор отсечки, отвечающей наиболее экономичным условиям работы машины, является одним из важнейших моментов как при проектировании, а равно и при заказе машин. При наличии в распоряжении дешевого топлива, когда расход его ( $a$ , следовательно, и расход пара) не является решающим в выборе машины, последняя может быть избрана с сравнительно большой отсечкой: при этом машина получается более компактной, легкой и дешевой; капитализационные и амортизационные расходы будут меньше. Обратное имеет место,—при учете коммерческой экономичности, когда топливо на месте потребления дорого, и когда расход на топливо является преобладающим по сравнению с другими эксплуатационными факторами.

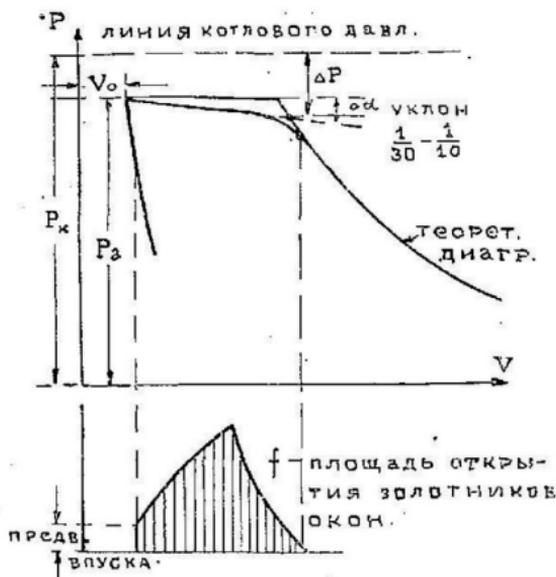
\*) Относится к многоцилиндровым машинам, так как одноцил. на эти давления строятся редко.

## Отклонение линий фаз в действительной индикаторной диаграмме от линий теоретической диаграммы.

### Линия впуска I—II.

Давление пара в начале расширения всегда ниже давления в котле на величину  $\Delta P$  (см. фиг. 20), обусловленную потерями давления по пути от котла до начала фазы расширения (фиг. 21):

$$\Delta P = \Delta^1 P + \Delta^2 P + \Delta^3 P + \Delta^4 P$$



Фиг. 20.

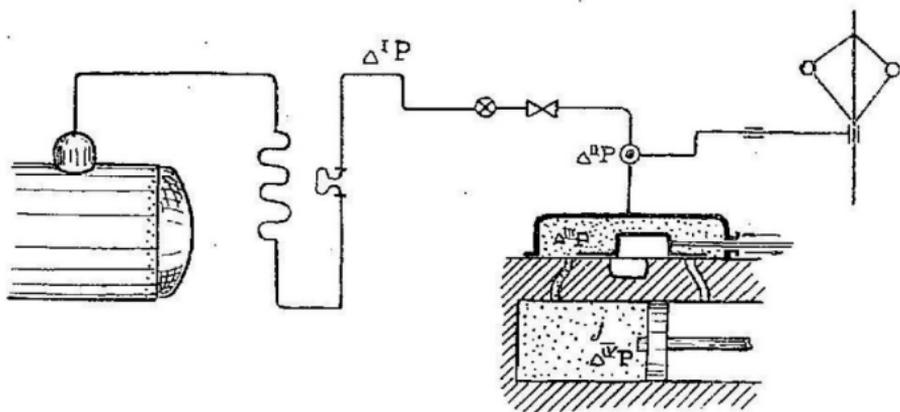
$\Delta^1 P$  — потеря в паропроводе (включая потери в паропроводной арматуре—вентилях, водоотделителях и проч.);

$\Delta^2 P$  — в регулирующих органах;

$\Delta^3 P$  — в парораспределительных органах;

$\Delta^4 P$  — в самой полости цилиндра, вследствие наличия ускоренного движения пара ( $j$ ).

$$1) \Delta^1 P = \beta \frac{l}{d} \gamma w^2 \dots \dots \dots (24)$$



Фиг. 21.

где:  $l$  — приведенная длина паропровода в  $m$

$d$  — диаметр трубопровода в свету в  $m$ ;

$\gamma$  — удельный вес пара в  $kg/m^3$ ;

$w$  — скорость течения пара по трубопроводу в  $m/sec$ .

Потери в вентиле принимаются равными потерям в трубопроводе длиной 3—6  $m$  того же диаметра.

Коэффициент  $\beta$  находится по таблице VIII в зависимости от  $d$  и  $\gamma w$ . По опытам *Eberle* коэффициент  $\beta$  для насыщенного и перегретого пара не зависит от скорости и давления. *Eberle* его определяет значением:  $\beta = 10,56 \cdot 10^{-8}$ .

Таблица значений коэфф.  $\beta \cdot 10^8$ .

Табл. VIII.

$kg/m^3 m/sec$ .

$\gamma w$	—	5	10	20	40	60	80	100	150	200	400	800
ДИАМЕТР ТРУБЫ В М.	0,002	39,4	35,6	32,0	28,8	27,5	26,0	25,2	23,8	23,2	20,6	18,6
	0,005	30,0	27,1	24,4	22,1	20,8	19,9	19,3	18,2	17,4	15,7	14,2
	0,01	25,6	23,1	20,8	18,7	17,7	16,9	16,4	15,5	15,1	13,4	12,1
	0,02	21,2	19,1	17,2	15,5	14,7	14,0	13,6	12,8	12,6	11,1	10,0
	0,05	16,6	14,9	13,5	12,2	11,5	11,0	10,7	10,0	9,84	8,66	7,83
	0,10	13,8	12,4	11,2	10,1	9,55	9,13	8,84	8,34	8,17	7,20	6,50
	0,20	11,4	10,3	9,30	8,38	7,90	7,34	7,56	6,90	6,76	5,96	5,38
	0,40	9,50	8,55	7,72	6,95	6,56	6,09	6,28	5,74	5,62	4,95	4,47
	0,60	8,53	7,68	6,94	6,25	5,90	5,65	5,47	5,15	5,04	4,45	4,02

Формула *Eberle* 24, давая зависимость между потерей давления и размерами трубопровода, весьма удобна для практических расчетов трубопроводов (магистралей)

2)  $\Delta P$  — потеря давления в регулирующих органах. Здесь происходит мятие (дросселирование) пара, которое сопровождается падением давления и подсушиванием пара (фиг. 22) [ $J_1 \cong J_2$ ].

3)  $\Delta P$  — потеря давления в парораспределительных органах есть функция скорости пара и скорости поршня,

$$\Delta P = f(W_{\text{пара}}, V_{\text{поршня}}) = \Delta P_{\text{зол.}} + \Delta P_{\text{кан.}}$$

Потеря давления в золотнике  $\Delta P_{\text{зол.}} \cong 0,1 - 0,2 \text{ At}$ .

4)  $\Delta^{\text{II}} P$  — потеря давления в самой полости цилиндра вследствие ускорения пара. Ускорение пара может быть грубо учтено выражением:

$$j = \frac{K \cdot (P_1 - P_{\text{II}}) f(\text{var})}{M(\text{var})} \dots (\text{см. фиг. 23}).$$

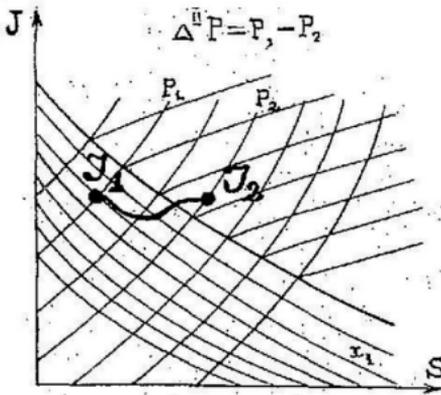
Здесь:  $K$  — некоторый опытный коэффициент,

$P_1$  и  $P_{\text{II}}$  — давление в пароподводящем канале и внутри цилиндра,

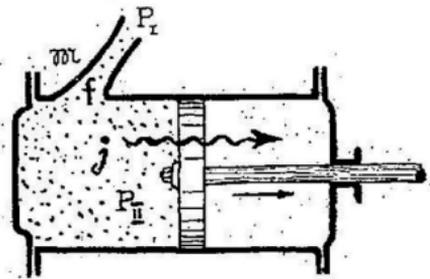
$f(\text{var})$  — площадь сечения паровпускаемых окон (переменная),

$M$  — масса протекающего пара.

Ускорение пара только приблизительно равно ускорению движения поршня. Между  $M$  и  $f$  имеется некоторая пропорциональность.



Фиг. 22.



Фиг. 23.

( $f : M = \text{const}$  в известных пределах) в силу чего видно, что ускорение пара приблизительно пропорционально разности давления  $P_1 - P_{\text{II}}$ . Отсюда следует, что при увеличении  $j$  и постоянном давлении  $P_1$  неизбежно должно уменьшаться  $P_{\text{II}}$ .

Для определения давления впуска  $P_a$ , а по заданному давлению в котле  $P_k$ , т. е. для оценки всех потерь, приведем несколько практических формул.

1) „Старая“ формула Польхаузена:

$$P_a = 0,92 P_k - \Delta^{\text{I}} P \dots \dots \dots (25),$$

где  $\Delta^{\text{I}} P$  — падение давления в паропроводе (см. фор. 24).

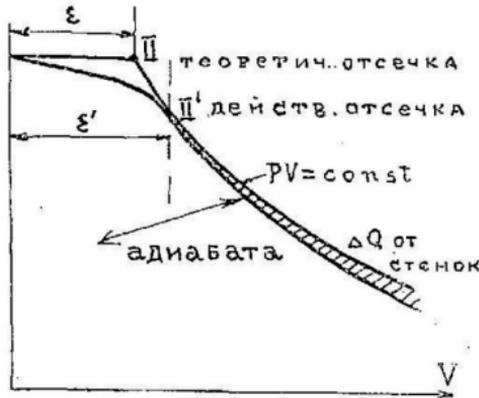
2) Формула Нгабак'а:

$$P_a = 0,94 P_k - 0,30 M \dots \dots \dots (26).$$

$$P_a = 0,90 P_k - 0,50 M \dots \dots \dots (26').$$

### Линия расширения II—III.

В теоретической диаграмме предполагается, что отсечка пара происходит мгновенно (в точке II) (фиг. 24); затем следует адиабатическое расширение; в действительности расширение пара начинается в точке II', при чем  $\varepsilon' > \varepsilon$   
 $\varepsilon' - \varepsilon = (0,01 - 0,03) \cdot v_h$ .



Фиг. 24.

Вообще следует указать, что  $\varepsilon'$  тем ближе к  $\varepsilon$ , чем теоретическая отсечка  $\varepsilon$  меньше.

Линия расширения отстает от адиабаты. Как было указано выше, линия расширения

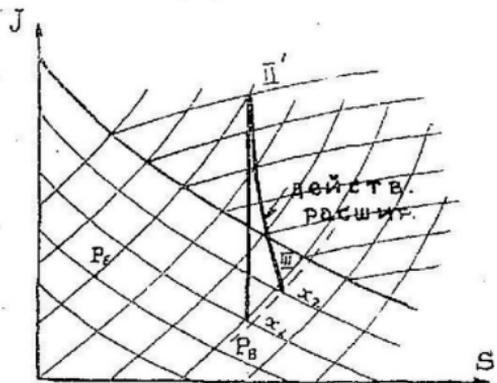
для насыщенного пара  $P \cdot V = \infty \text{ const.}$ ,  
 > перегретого >  $P V^x = \text{const.}$

где  $x = 1,05 - 1,25$ .

Отклонение от адиабаты объясняется непостоянством количества пара  $G$  за время расширения, вследствие неплотностей парораспределительных органов и неплотности поршневых колец с одной стороны, с другой—вследствие теплообмена между паром и стенками цилиндра.

Если бы процесс протекал адиабатически, пар к концу расширения имел бы малое паросодержание; в действительности пар к концу расширения получает тепло от стенок и подсушивается:  $x_2 > x_1$

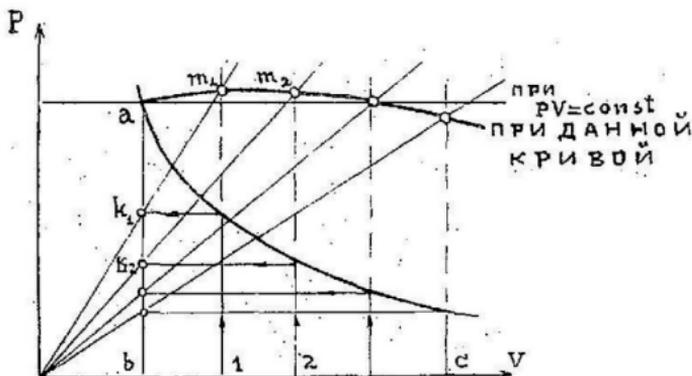
(см. фиг. 25). В результате влияния этих двух факторов и получаются действительные кривые расширения, близкие по своему протеканию к политропическим кривым.



Фиг. 25.

<sup>1)</sup> Атмос. наполнение.

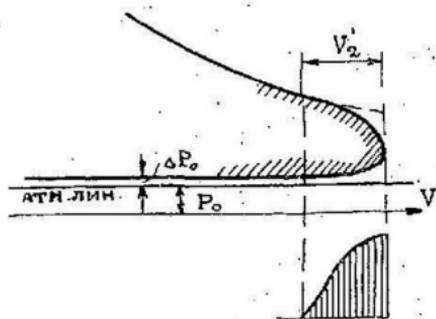
Для суждения об отклонении кривой расширения пара от кривой Мариотта  $P \cdot V = const.$  служит характеристика Доерфеля. Построение характеристики производится следующим образом (фиг. 26): через конечную точку линии наполнения проводят ординату  $ab$ ; отрезок  $bc$  по оси абсцисс делят на несколько равных частей и через точки деления проводят ординаты. Точки пересечения этих ординат с кривой расширения проектируют на ординату  $ab$ . Из начала координат через полученные на ординате  $ab$  точки  $k_1, k_2$  и т. д. проводят лучи до пересечения с соответствующими ординатами в точках  $m_1, m_2$ , и т. д.: эти точки и будут лежать на кривой — „характеристике Доерфеля“.



Фиг. 26.

Производя такое же построение для равнобокой гиперболы  $P \cdot V = const.$ , замечаем, что точки характеристики будут лежать на прямой, параллельной оси абсцисс и проходящей через начальную точку кривой расширения. Кривая характеристики поднимается над этой прямой, если кривая расширения лежит выше гиперболы, что может быть объяснено, напр., добавочным впуском пара вследствие неплотности парораспределительных органов. Наоборот, при кривой расширения ниже гиперболы и точки характеристики располагаются ниже прямой; в последнем случае имеет место перетекание пара через поршневые кольца в другую полость цилиндра, а также обнаруживается эффект теплообмена между паром и стенками цилиндра.

### Линия выпуска (выхлоп III—IV).



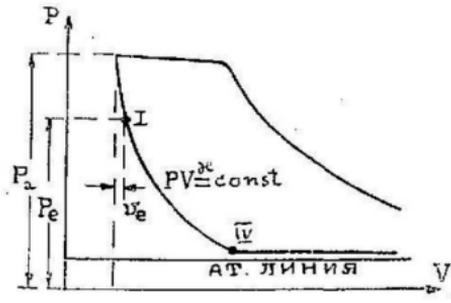
Фиг. 27.

Открытие выпускных окон производится раньше прихода поршня в мертвое положение на величину  $V_2'$  предварения выпуска.

Противодавление выхлопа зависит от сопротивления выхлопного трубопровода и выхлопных окон (фиг. 27). Обычно противодавление выхлопа  $\Delta P_0 = 0,05 - 0,1 At.$

Линия сжатия IV'-I.

В точке IV' паровыпускные окна закрываются и оставшийся в цилиндре пар сжимается в действительном процессе по некоторой политроне  $PV^{\kappa} = const.$  с показателем  $\kappa = 1,05 - 1,10$  до давления  $P_i < P_a$  (фиг. 28). При давлении сжатия большем давления выпуска ( $P_a > P_i$ ) получается потеря в работе, изображаемая на индикаторной диаграмме (фиг. 29) заштрихованной петлей; при этом может обнаружиться ударный эффект явления отдиранья золотника от зеркала.

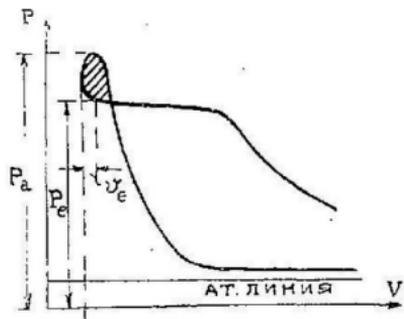


Фиг. 28.

По введению в теоретическую индикаторную диаграмму всех поправок можем определить близкое к действительному среднее индикаторное давление  $P_{ig}$

$$P_{ig} = P_i \cdot \eta_{попр.}$$

где  $P_i$  среднее индикаторное давление из исправленной диаграммы.  $\eta_{попр.}$  — поправочный диаграммный коэффициент, колеблющийся практически в пределах  $\eta_{попр.} = 0,98 - 0,94$ .

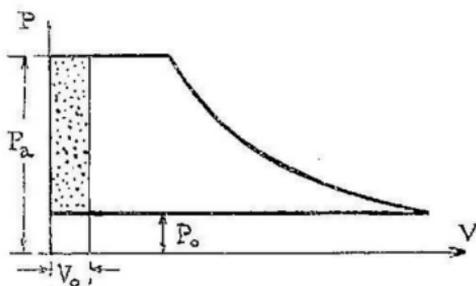


Фиг. 29.

О влиянии вредного пространства и сжатия на работу паровой машины.

Необходимость вредного пространства  $V_n$  обуславливается: 1) практической невозможностью осуществления машины, у которой  $V_n = 0$ , 2) стремлением получить некоторый демпфер (паровой буфер) с целью уменьшения вредного влияния инерционных эффектов в области мертвых точек и 3) стремлением получить в конце сжатия достаточно высокое давление, близкое к начальному давлению  $P_a$ .

Рассмотрим влияние  $V_0$  в двух предельных случаях: а) при отсутствии полного сжатия и б) при наличии полного сжатия (с) (см. фиг. 30 и фиг. 31).



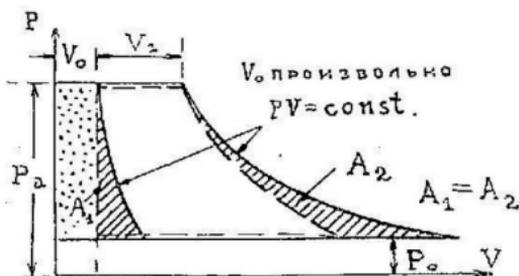
Фиг. 30.

При отсутствии полного сжатия ( $C=0$ ) при каждом рабочем ходе поршня приходится заполнять  $V_0$  свежим паром и терять работу, эквивалентную значению  $(P_a - P_0) \cdot V_0$ . При полном сжатии, когда  $P_1 = P_0$  с точки зрения идеального процесса влияние вредного пространства падает.

Сравним теперь две машины: 1) работающую с любым  $V_0$  и расширением по кривой  $pV = const$  при наличии полного сжатия и 2) машину—без  $V_0$  и без сжатия.

Работа без сжатия выразится (см. фиг. 31).

$$L' = P_a V_1 \ln \frac{P_a}{P_0} \dots \dots \dots (a).$$



Фиг. 31.

Работа с полным сжатием и вредным пространством

$$L'' = P_a (V_0 + V_1) \ln \frac{P_a}{P_0} - P_a V_0 \ln \frac{P_a}{P_0} - P_a V_1 \ln \frac{P_a}{P_0} \dots \dots \dots (b).$$

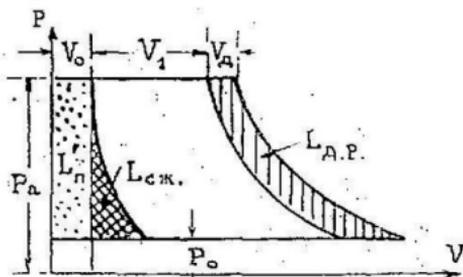
Откуда видно, что  $L' = L''$  и обнаруживается независимость от вредного пространства  $V_0$ .

Иначе обстоит дело при сравнении двух машин с одинаковыми  $V_0$ —когда одна работает с полным сжатием, а другая без сжатия.

Потеря при работе без сжатия  $L_{пот} = V_0 (P_a - P_0)$ . При полном сжатии эта потеря отсутствует, но при этом появляется потеря  $L_{сж}$  сжатия (компрессии). Если сравнить две машины ставя условием одинаковую эффективную мощность  $L' = L''$ , то для компенсации потери

$L_{\text{сж}}$  необходимо будет увеличить наполнение  $V_1$  на некоторую величину  $V_g$  (дополнительное наполнение). Из диаграммы (фиг. 32) имеем:

$$L_{\text{сж}} = V_g \cdot P_a \ln \frac{P_a}{P_o} - V_o (P_a - P_o) \text{ и работа от } V_g, L_{g,p} = V_g P_a \ln \frac{P_a}{P_o}$$



Фиг. 32.

Между этими выражениями ( $L_{\text{сж}}$  и  $L_{g,p}$ ) необходимо должна существовать практическая связь, обуславливаемая наличием вредных сопротивлений (механическими потерями) при отдаче работы на вал машины за счет дополнительного наполнения  $V_g$  — при отдаче работы от вала на создание компрессии. При условии вышеупомянутой компенсации должно быть

$$L_{g,p} \cdot \eta_m' = L_{\text{сж}} \cdot \frac{1}{\eta_m''}$$

где  $\eta_m'$  и  $\eta_m''$  соответствующие механические коэффициенты полезного действия.

Отсюда получаем:

$$\eta_m' V_g P_a \ln \frac{P_a}{P_o} = \frac{1}{\eta_m''} V_o (P_a \ln \frac{P_a}{P_o} - P_a + P_o)$$

ИЛИ

$$V_g = \frac{1}{\eta_m' \eta_m''} \cdot \frac{P_a \ln \frac{P_a}{P_o} - P_o + P_o}{P_a \ln \frac{P_a}{P_o}} \cdot V_o$$

Эта зависимость позволяет по заданным начальным параметрам определять  $V_g$  и соответствующий перерасход пара от введения дополнительного наполнения. Сравнение этого перерасхода с потерей при работе без сжатия  $V_o (P_a - P_o)$  по теоретическим подсчетам (по диаграмме) приводит к выводу, что влияние сжатия на экономичность работы невелико. Эта выгода в практических условиях эксплуатации может получиться еще меньше: увеличение  $V_g$  вызовет при том же  $P_o$  увеличение  $V_h$  (длина цилиндра) удорожит машину, а повышенное сжатие  $P_o \geq P_a$  увеличит неплотности и соответствующий расход пара. При малом  $V_o$  (соотв. „т“) получается слишком большое давление сжатия, обнаруживается вредное явление „петли“ (см. фиг. 29).

Наличие сжатия значительно улучшает условия теплообмена между паром и стенками цилиндра, понижая в известной мере вредное влияние начальной конденсации при пуске свежего пара. Механически—сжатие значительно улучшает ход машины в смысле его равномерности.

Подробнее см. о влиянии сжатия на экономичность у *Boulvin, Dwellshawres-Dery, Carpenter, Doerfel, Klemperey* и др.

### Типовые отступления в индикаторных диаграммах (неправильные диаграммы).

1. Слишком ранний выпуск пара,  $V_c$  — велико.

2. Запаздывание впуска пара, следствием чего является *постепенное* возрастание давления.  $V_c$  — мало.

3. Мягкое пара в период впуска, вследствие или малого сечения паропроводящих каналов, окон и пр. (конструкт. недостаток) или неправ. работа распределения.

4. Пропуск пара: парораспределительным органом  $+\Delta L$ , утечка через неплотности в поршне  $-\Delta L$ .

5. Слишком ранний выпуск пара, предварение выпуска  $V_a$  — велико.

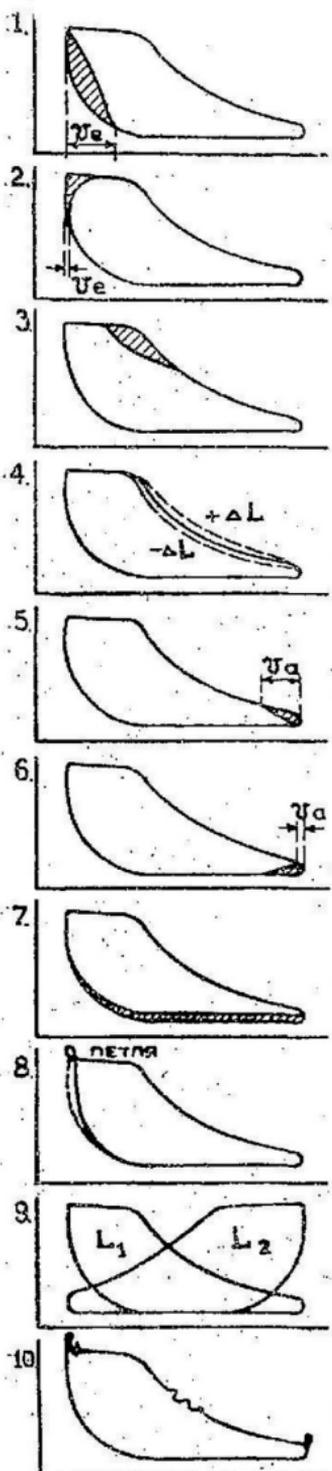
6. Слишком поздний выпуск пара,  $V_a$  — мало.

7. Линия противодействия лежит слишком высоко: тормажение пара вследствие малого сечения канала или большого сопротивления выхлопного паропровода.

8. Слишком велико сжатие, при этом возможно отдиранье золотника.

9. Неодинаковая работа в обеих полостях вследствие неправильной установки органов парораспределения. Уменьшает равномерность хода.

10. Неправильная работа индикатора — заедание поршня, присутствие воды, действие движущихся масс индикатора.



Фиг. 33.

## Органы распределения.

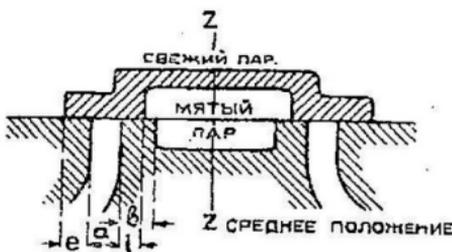
Органы парораспределения служат для *осуществления фаз* рабочего процесса, т.е. производят желаемое распределение пара.

Различают следующие виды органов парораспределения:

- а) золотниковое: 1) плоский (коробчатый) золотник;
- 2) круглый (поршневой);
- б) клапанное;
- в) крановое (Korliss'a);
- г) распределение шплицами (окнами), машина Штумпфа.

### Золотниковое парораспределение.

На **фиг. 34** изображен коробчатый плоский золотник простейшего вида. В своем среднем положении он перекрывает оба паровых канала и разобщает рабочие полости от паропровода.



Фиг. 34.

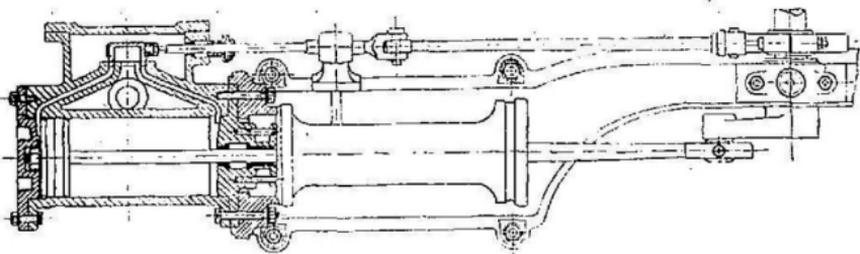
$e$  — расстояние крайней отсечной кромки золотника до внешней кромки канала при среднем положении золотника называется *внешним перекрытием* или внешней перекрышей.

$i$  — расстояние внутренней кромки канала до внутренней кромки золотника называется *внутренним перекрытием*.

$a$  — ширина канала.

$b$  — толщина простенка.

В большинстве случаев свое движение, близкое к гармоническому, золотник черпает от *эксцентрика*, заклиненного на коренном валу машины. Длина *золотниковой тяги* по сравнению с ходом золотника (двойным линейным эксцентриситетом) бывает очень велика,



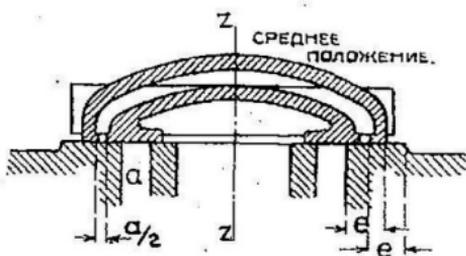
Фиг. 35.

поэтому движение золотника и приближается к гармоническому колебанию с полной амплитудой равной двойному линейному эксцентриситету. Общее соотношение золотника и парового цилиндра представлено на **фиг. 35**.

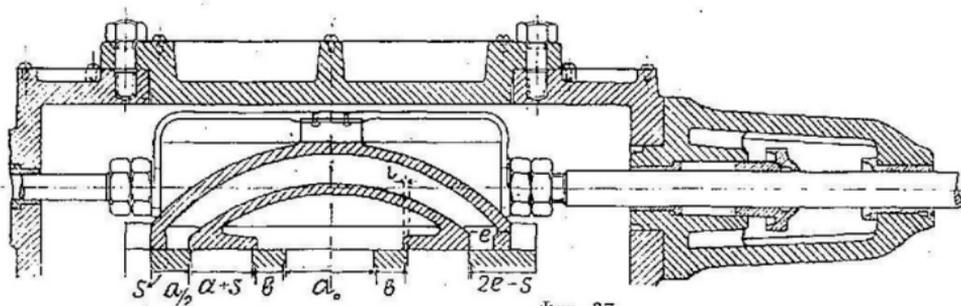
### Золотник Trick'a.

Более усовершенствованным видом коробчатого золотника является, напр., золотник Trick'a (фиг. 36). Отличительная особенность его наличие вспомогательного внутреннего канала.

Благодаря двойному впуску пара золотник Trick'a позволяет достигать более быстрого распределения, т. е. более скорого открывания и закрывания каналов и таким образом, избегать торможения пара и получать более короткий ход золотника. Конструктивные соотношения золотника Trick'a приведены на фиг. 37.



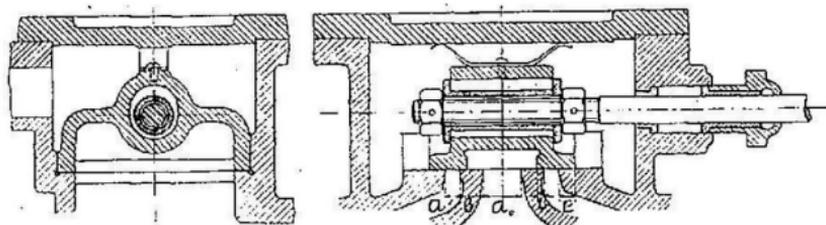
Фиг. 36.



Фиг. 37.

### Золотник с перепуском пара.

Здесь вспомогательный канал имеет такую ширину, что при среднем положении золотника соединяет обе полости цилиндра. Пар перетекает из полости с большим давлением в полость с меньшим давлением, вследствие этого в машинах с конденсацией увеличивается скатне и улучшается выпуск.

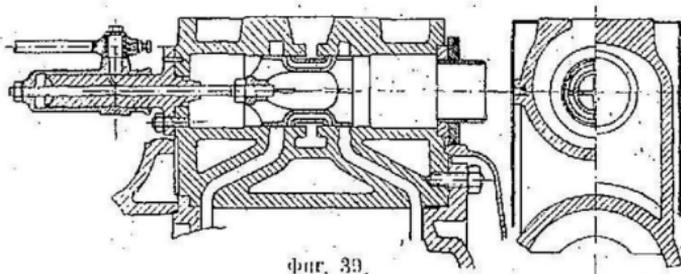


Фиг. 38.

При больших давлениях сильно начинает выступать недостаток плоских золотников. Вследствие большого давления золотника на золотниковое зеркало увеличивается работа трения, ухудшаются условия смазки и может произойти заедание золотника. Для устранения этого недостатка (уменьшение работы трения и улучшение условий смазки) принимают меры к *разгрузке* золотников, снабжая их уравновешивающей камерой, пружинами и пр. На фиг. 38 дан пример частично разгруженного золотника.

### Поршневой золотник.

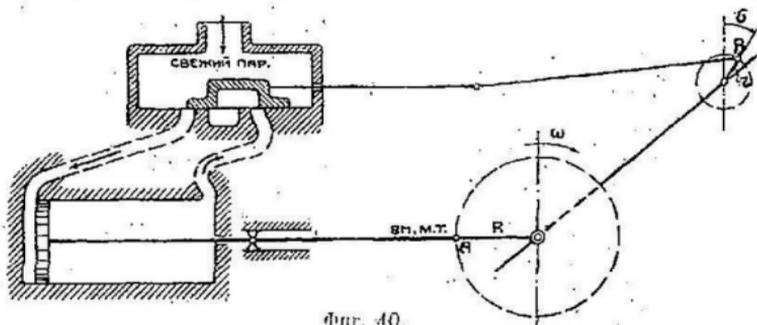
Полное уравнивание (разгрузка) достигается в круглом (поршневом) золотнике. Паровые окна в таком золотнике располагаются по окружности, чтобы давление пара со всех сторон уравнивалось (см. фиг. 39).



Фиг. 39.

Распределительное действие золотника уясняется из схемы кинематической связи золотникового распределения (фиг. 40).

Когда поршень находится во внутренней мертвой точке, соответствующий паровпускной канал должен быть открыт на величину линейного предварения впуска  $V_e$ , а золотник отклонен от своего среднего



Фиг. 40.

положения на величину  $e + V_e$ . Положение эксцентрика, соответствующее нахождению поршня в мертвой точке, показано на фиг. 40. Непосредственно из чертежа следует, что эксцентрик опережает кривошип на угол  $90^\circ + \delta$  — угол заклинивания; угол  $\delta$  называется *углом предварения* или *опережения*.

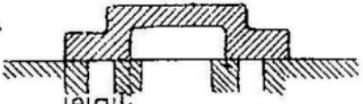
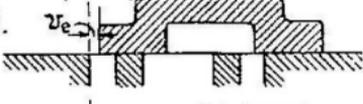
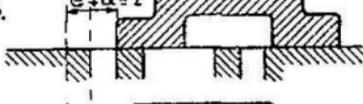
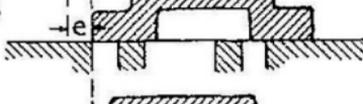
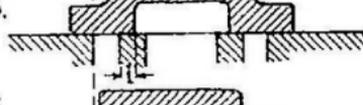
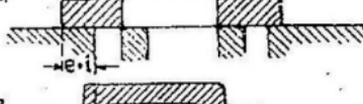
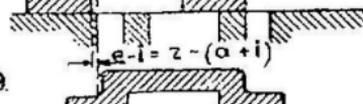
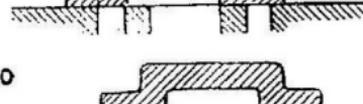
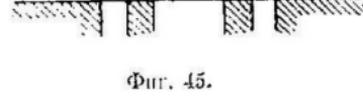
### Диаграмма Мюллера.

Диаграмма Мюллера дает возможность проследить графически совместное движение золотника и поршня. Опишем окружность радиусом  $r$ , равным радиусу эксцентрика (линейным эксцентриситетом). Проведенная окружность представляет путь центра эксцентрика. Условимся эту же окружность считать  $\pi$  путем, описываемым центром цапфы кривошипа; отсюда получаем масштаб  $r/R$  для определения перемещений поршня. При построении диаграммы предполагается, что движение золотника и поршня одинаково с движением проекций точек  $A$  и  $B$  (фиг. 40) на горизонтальный диаметр, что соответствует предположению, что длины эксцентриксовой тяги  $l$  и шатуна  $L$  бесконечны (гармоническое движение).



Пользуясь диаграммой Мюллера, легко проследить фазы рабочего процесса и построить индикаторную диаграмму, если известны элементы золотника: величина внешней перекрышки —  $e$  внутренней —  $i$ , (ширина канала  $a = r - e$ ).

Пояснением к построению диаграммы (фиг. 44) служит нижеследующая схема, характеризующая различные фазы распределения, при чем  $r = a + e$ . (см. фиг. 45).

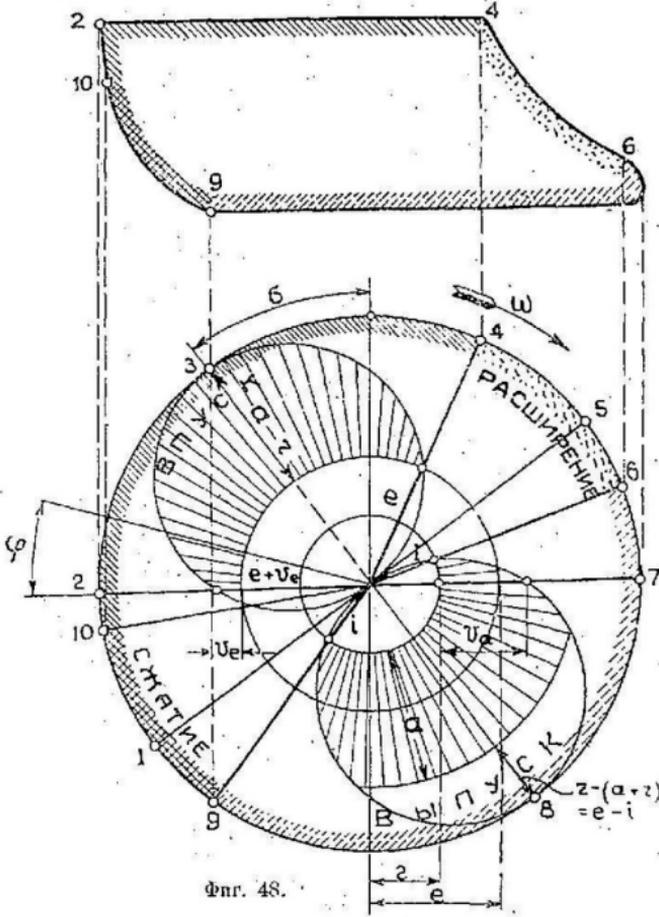
ПОЛОЖЕНИЯ ЗОЛОТНИКА.		Отклонение от внутр. мертв. т.		
		Золотника.	Поршни.	
1.		Первое среднее положение золотн.	$r$	← назад.
2.		Линейное предварит. — открытие канала для впуска.	$r + e + \gamma e$	→ вн. м. т.
3.		Правое мертвое положение золотника.	$r + e + a - 2r$	→ вперед свежий пар.
4.		Отсечка — конец впуска (начало расширения).	$r + e$	← отсечка.
5.		Второе среднее положение золотника.	$r$	→ расширение.
6.		Начало выпуска.	$r - i$	→ начало выпуска.
7.		Линейное предварит. — открытие канала для выпуска.	$r - i - \gamma a$	← пар. м. т.
8.		Левое (внутр.) положение золотн.	$r - i - a = 0$	← назад.
9.		Конец выпуска — начало сжатия	$r - i$	← конец выпуска.
10.		Начало впуска — предварит. впуска для поршня.	$r + e$	→ начало впуска.

Фиг. 45.



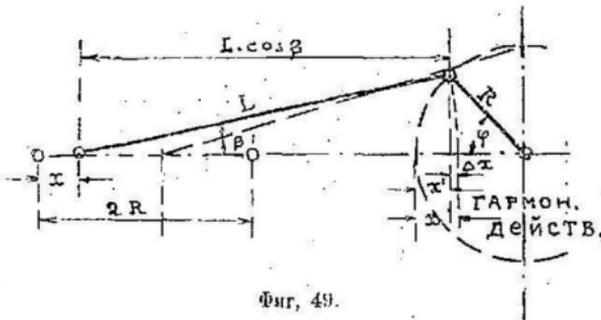
Поправка Брикса на конечную длину шатуна.

Диаграммы Мюллера и Цейнера построены в предположении бесконечной длины шатуна и эксцентриковой тяги, так как положение



Фиг. 48.

точек мы определяли как проекции движущихся точек окружности на диаметр.



Фиг. 49.

Действительные перемещения поршня и золотника (Фиг. 49) будут отличаться от гармонических перемещений на некоторую величину. Поправка на конечную длину шатуна определяется добавочным членом  $\Delta X$ ; поправки на конечную длину эксцентриковой

тяги, в виду ничтожности ее значения практически не делают.

Поправочный член  $\Delta X$  есть величина переменная, зависящая от угла поворота  $\varphi$  т.-е.  $\Delta X = f(\varphi)$  (фиг. 49).

$$\Delta X = l - l \cos \beta = l(1 - \cos \beta) = l(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \beta}),$$

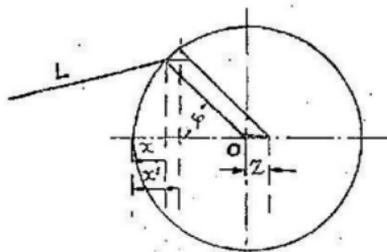
так как  $\frac{\sin \beta}{\sin \varphi} = \frac{R}{l} = \lambda$ , то  $\sin \beta = \lambda \sin \varphi$ .

Разлагая  $\sqrt{1 - \sin^2 \beta}$  в биномиальный ряд, получаем:

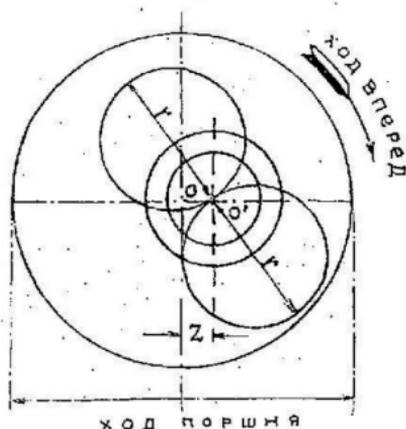
$$\sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi - \frac{1}{8} \lambda^4 \sin^4 \varphi - \dots \infty = 1 - \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi; \text{ следовательно } \Delta X \approx \frac{l}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi = \frac{l R^2}{2 l^2} \sin^2 \varphi = \frac{R^2}{2 l} \sin^2 \varphi.$$

Максимального значения поправочный коэффициент достигает при  $\varphi = 90^\circ$ . Тогда

$$[\Delta X]_{\varphi=90^\circ} = \frac{R^2}{2 l} = Z \text{ — поправка Брикса.}$$



Фиг. 50.



Фиг. 51.

Путь  $X'$  — весьма близок к истинному пути поршня (фиг. 50). При внесении поправки Брикса в диаграмму Цейнера, центр  $O$  перемещают в  $O'$  на величину  $Z$

$$Z = \frac{R^2}{2 l} = \frac{1}{4} \cdot 2 R \frac{R}{l} = \frac{S \lambda}{4}$$

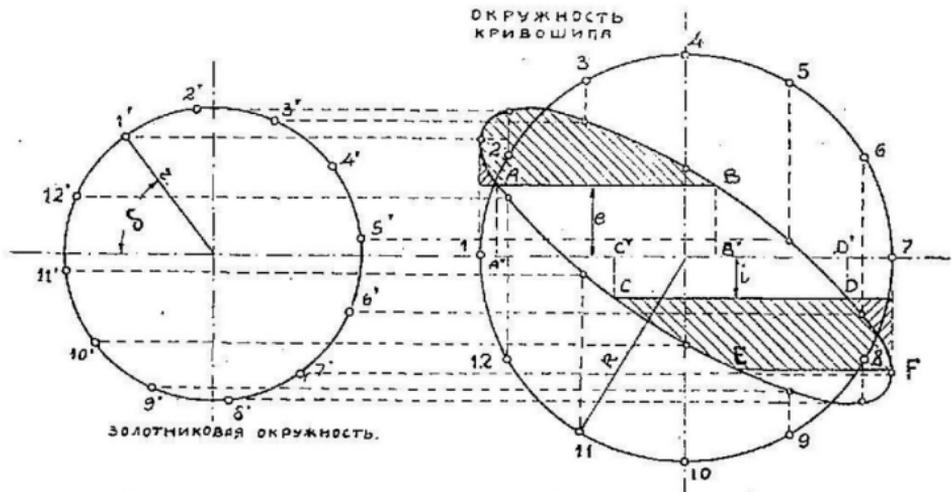
в сторону рабочего хода (фиг. 51).

### Эллиптическая золотниковая диаграмма.

Приведенная диаграмма Muller'a, как было указано, выясняет графически совместное движение золотника и поршня паровой машины; диаграмма Zeuner'a указывает отклонение золотника от среднего положения в зависимости от угла поворота кривошипа от мертвой точки и дает возможность установить фазы парораспределения и определить основные элементы индикаторной диаграммы — величину предварения впуска, предварения выпуска и т. д.

Величина открытия золотниковых окон при впуске свежего пара в цилиндр и выпуске отработавшего находится из эллиптической золотниковой диаграммы. Последняя представляет кривую (эллипс) зависимости отклонения золотника от своего среднего положения, как функцию положения поршня при прямом и обратном его движении.

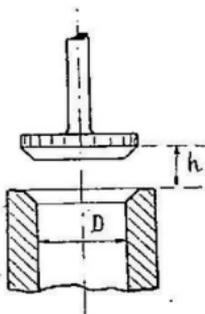
Для построения эллиптической диаграммы (фиг. 52) опишем радиусом  $R$  окружность кривошипа и, приняв мертвое положение поршня за начальное (точка 1), разделим ее на произвольное число равных частей. Соответственные точки на золотниковой окружности



Фиг. 52.

радиуса  $r$  сместятся по своей окружности на величину угла опережения  $\delta$ . Величина отклонения золотника от среднего положения находится проектированием на ординаты точек окружности кривошипа ( $R$ ) соответственных точек золотниковой окружности и построением по ним золотникового эллипса.

Часть построенного эллипса, расположенная над диаметром 1—7 будет соответствовать периоду наполнения, нижняя часть эллипса — периоду выпуска.



• Фиг. 53.

Прямая, проведенная параллельно оси абсцисс (диаметр 1—7) на расстоянии  $l$ , равном величине внешней перекрыши в масштабе золотниковой окружности  $r$ , отсекает эллиптический сегмент (на фиг. 52 заштрихован), из которого легко определить для каждого положения поршня величину открытия паровпускных окон, найти величину предварения впуска 1—A', величину наполнения 1—B' и т. д.

Для суждения о величине открытия паровпускных окон проводим на расстоянии  $i$  (величина внутренней перекрыши) прямую  $CD$  параллельную диаметру 1—7 и прямую  $EF$  на расстоянии, равном ширине паровпускных окон  $a$ . Выделенная часть эллипса  $CDFE$  и будет характеризовать открытие окон в период выпуска.

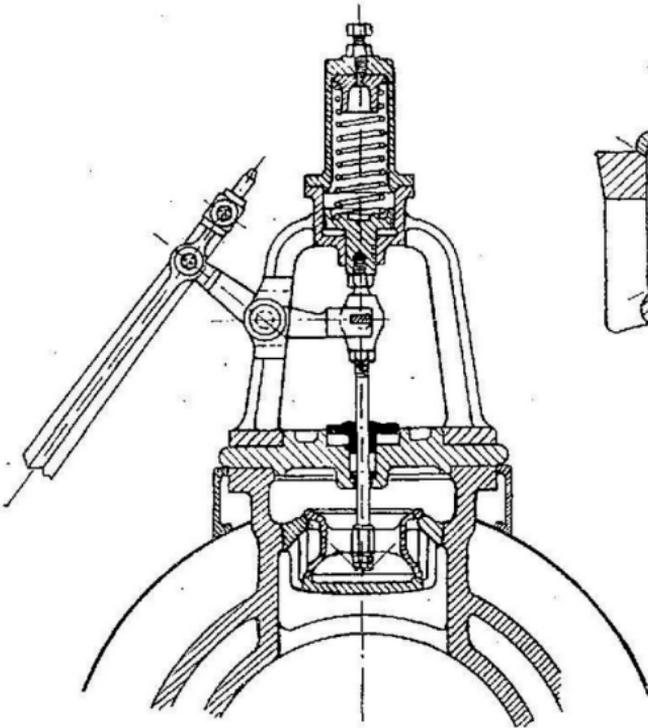
Из этой части диаграммы, соответствующей возвратному ходу поршня, могут быть определены: величина предварения выпуска (отрезок  $D' - 7$ ) и величина сжатия  $C' A'$ .

Золотниковый эллипс в практике проектирования находит себе достаточно широкое применение, особенно при анализе работы паровой машины.

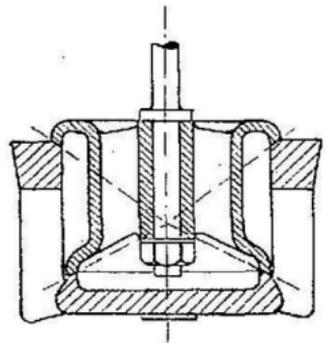
Рассмотренная эллиптическая диаграмма построена в предположении бесконечной длины шатуна и золотниковой тяги.

### Клапанное парораспределение.

В золотниковом парораспределении по одному и тому же каналу впускается свежий (горячий) пар и отводится отработавший (холодный) пар. В результате получаются большие, вызываемые изменением температуры, деформации в органах распределения и увеличиваются потери на начальную конденсацию. Кроме того, в золотниках фазы распределения *взаимно связаны*, что затрудняет регулировку работы полостей; сечения впускных проходов *переменны*.



Фиг. 53.

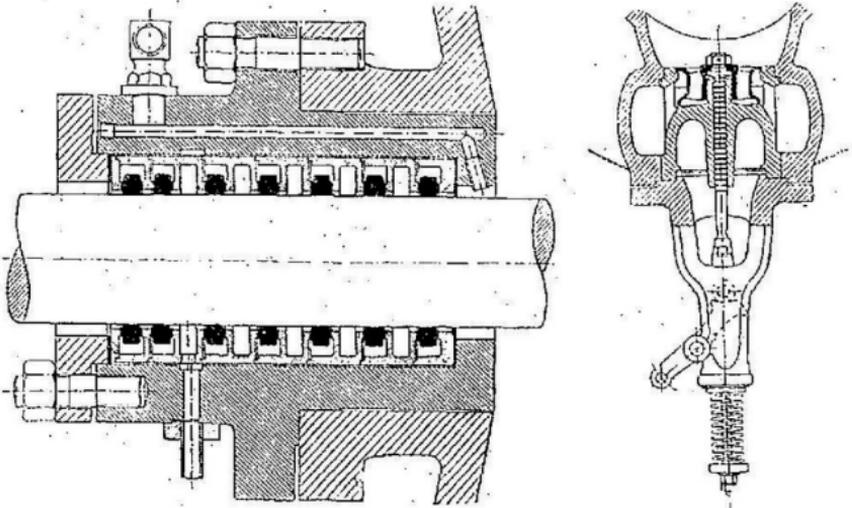


Фиг. 54.

Эти недостатки золотников вызывали появление распределения клапанам (фиг. 53); к достоинствам этого типа распределения следует отнести *резкость отсечки, независимость и чувствительность регулирования, автономность работы рабочих полостей цилиндра*.

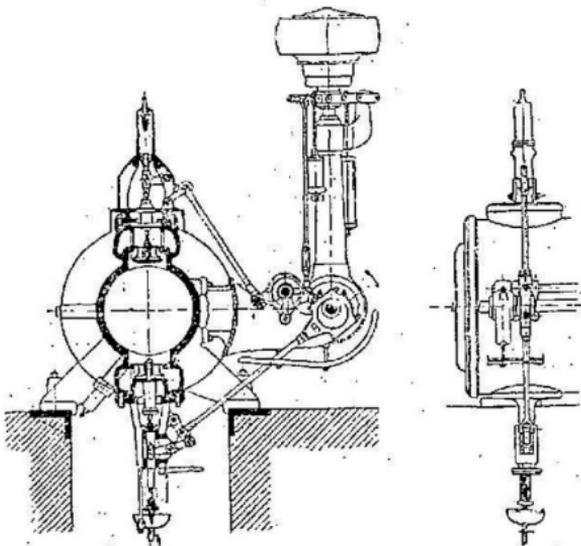
В целях увеличения резкости отсечки, стремятся давать клапану возможно меньший подъем; получение надлежащего сечения для прохода пара достигается применением *двух и многоопорных клапанов* (фиг. 54). Для определения высоты подъема клапана будем исходить

из равенства площади сечения канала и площади для прохода пара под клапан:  $\frac{\pi D^2}{4} = \pi \cdot D \cdot h$ ; откуда теоретически  $h = D/4$ . В действительности величина  $h$  выбирается больше, чтобы уменьшить торможение (мятие) пара и обеспечить некоторые конструктивные требования. Одна из конструкций клапанного распределения изображена на (фиг. 55).



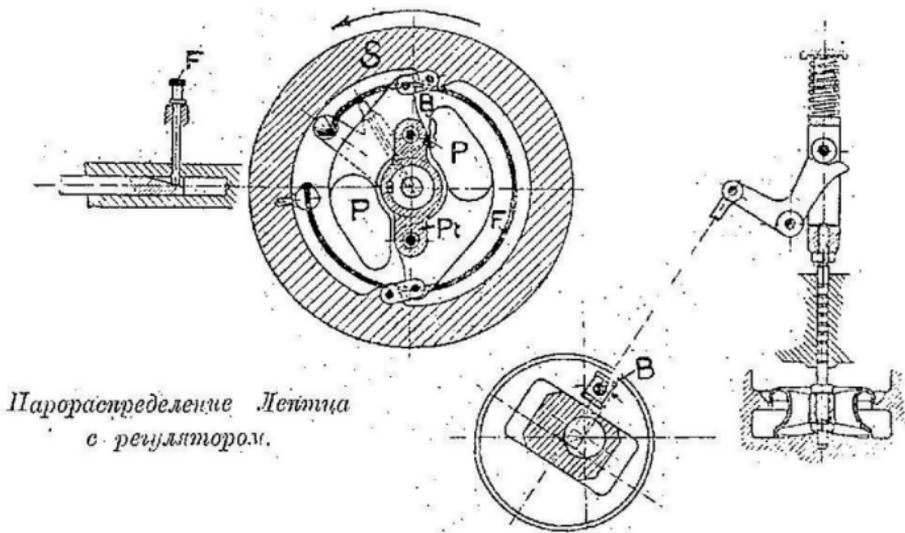
Фиг. 55 bis.

На фигуре 55 bis показано уплотнение сальника Лентца (металлическими кольцами), на фигуре справа дан чертеж уплотнения клапанного шпинделя.



Фиг. 56.

На (фиг. 56 и 57) даны конструктивные формы современных парораспределений.

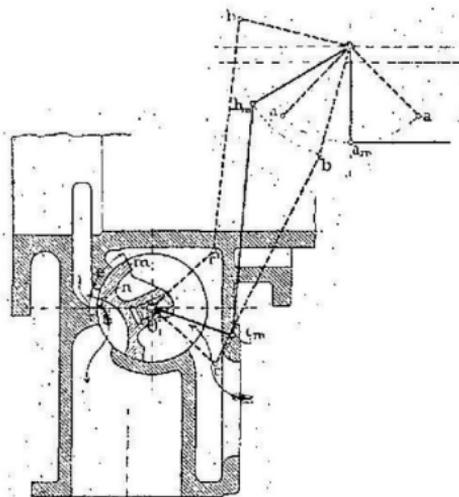


Парораспределение Лейтца  
с регулятором.

Фиг. 57.

### Крановое парораспределение.

На (фиг. 58) изображена схема парораспределения кранами Корлисса. Цилиндрический стержень с боковыми каналами для прохода



Фиг. 58.

пара получает попеременно вращательное движение от специальной распределительной шайбы и устанавливает таким образом фазы распределения.

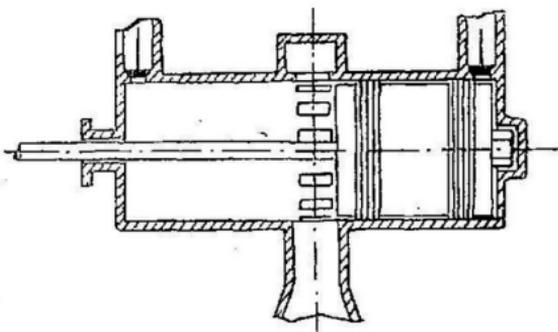
В настоящее время этот тип распределения почти не применяется проф. Ошурков. Пар. машины.

## Парораспределение

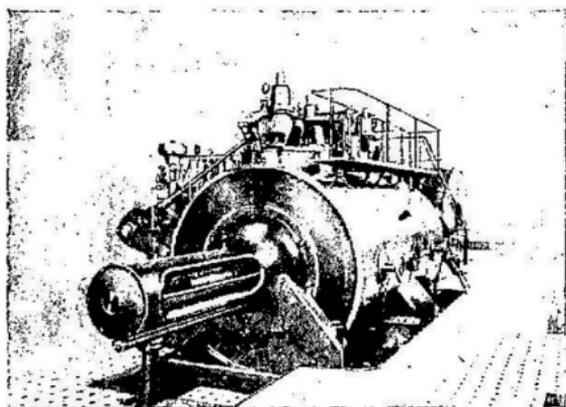
ПОМОЩЬЮ ШЛИТЦОВ (ОКОН).

Этот тип парораспределения коренным образом отличается от других рассмотренных как по конструкции, так и по условиям, которые при этом создаются для протекания рабочего процесса.

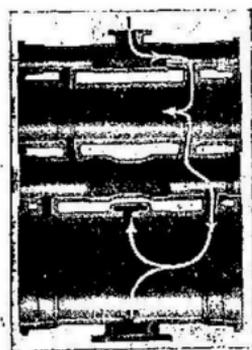
Органом для впуска пара служат уравновешенные клапана; в качестве выпускного органа используются выпускные окна (шлицы), открытие которых поршнем (фиг. 59). Свежий пар поступает в концах цилиндра и, производя работу расширения, выходит через шлицы, расположенные centrally. Пар имеет движение в одном направлении (прямой ток), вследствие чего вредное пространство не охлаждается отработавшим паром. Отсутствие выхлопных органов устраняет связанные с ними неплотности, служит к уменьшению вредного пространства, а более благоприятные температурные условия, (уменьшение начальной конденсации) вместе с возможностью получать большие сечения для отвода пара позволяют достигать более глубокого расширения и работать с большим вакуумом. Расход пара в прямоточной машине *Stumpf'a* несколько ниже, чем в равномоцных машинах с клапаным распределением (на 5—6%).



Фиг. 59.



Фиг. 60.



Фиг. 61.

На (фиг. 60) приведен общий вид прямоточной машины в 6300 ЛС. при  $n = 120$ .

На (фиг. 61) дана схема паровой машины двойного тока (*Zweicstrom*), применяющейся в локомотивах. (Зав. *Wolf*.)

Машина двойного тока представляет машину компаунд (см. стр. 86), в которой цилиндр низкого давления выполнен по типу

прямоточной машины (Штумпфа); кривошины заклинены под углом в  $180^\circ$ .

Паровпускным органам для перегретого пара служит поршневой золотник двойного открытия; подобным же золотником осуществляется перевод пара, отработавшего в цилиндре высокого давления, в цилиндр низкого давления. По совершении работы в цилиндре низкого давления пар отводится в конденсатор двумя путями: через шlitцы в цилиндре и через паровпускной поршневой золотник.

### О конденсации.

Задачей конденсации является создание перед поршнем паровой машины или за соплом и лопатками паровой турбины разрежения (вакуума) и уменьшения противодавления. При увеличении разрежения раздвигаются температурные пределы рабочего процесса (понижается  $J_n$ ) и идеальный термический коэффициент полезного действия

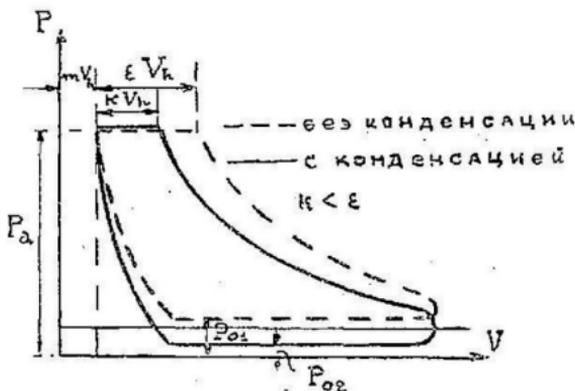
$$\eta_t = \frac{J_o - J_n}{J_o} \text{ возрастает.}$$

Вакуум в конденсаторе для современных паровых машин доводят до  $80\%$ — $90\%$ , в прямоточных машинах *Stumpf*'а он может быть еще больше и в паровых турбинах до  $97\%$ , т. е. абсолютное давление в конденсаторе будет  $0,03 \text{ At}$ .

Разрежение в конденсаторе в *mm Hg* (ртутн. столба) может быть подсчитано по формуле.

$$h_{\text{вак}} = \left( \frac{B}{735,6} - P_{o_2} \right) 735,6$$

где  $B$  атмосферное давление в *mm Hg* и  $P_{o_2}$  противодавление.



Фиг. 62.

Сравнивая индикаторные диаграммы машины с одной и той же индикаторной мощностью при работе на выхлоп (в атмосферу) и работе с конденсацией, замечаем, что при работе с конденсатором получается экономия в расходе пара, что на диаграмме характеризуется уменьшением отсечки (фиг. 62).

Выгодность применения конденсации уясняется из подсчета расхода пара. Индикаторная диаграмма позволяет определить, так называемый, „видимый“ расход пара  $D'$  за 1 ход поршня на одну полость в *kg*.

Пусть  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  соответственно удельный вес пара в момент отсечки и в момент закрытия выпускных окон (в начале сжатия) (фиг. 63). Тогда весовое количество пара в рабочей полости в момент отсечки:

$$D_1 = V_h (m + \varepsilon) \gamma_1 \dots \text{кг.}$$

Количество оставшегося в цилиндре пара в начале сжатия

$$D_2 = V_h (m + \varepsilon) \gamma_2 \dots \text{кг.}$$

Следовательно, за 1 ход поршня видимый или полезный расход пара  $D'$  определяется как разность

$$D' = D_1 - D_2 = V_h \left( (m + \varepsilon) \gamma_1 - (m + \varepsilon) \gamma_2 \right) \dots \text{кг.}$$

Часовой расход пара в машине двойного действия в кг

$$G_h = 2.60 . n . D' \text{ кг/час.}$$

Действительный часовой расход пара, вследствие неплотности органов распределения, поршневых колец, наличия начальной конденсации будет больше видимого; увеличение расхода против теоретического учитывается коэффициентом  $\alpha$  тогда:

$$G_{\text{действ}} = G_h (1 + \alpha) \text{ кг/час.} \dots (10)$$

В паровых машинах без конденсации для  $\alpha$  могут быть приняты следующие значения:

для машин одноцилиндровых простого расширения  $\alpha = 0,50 - 0,58$   
 двойного расширения  $\alpha = 0,30 - 0,38$   
 тройного расширения  $\alpha = 0,24$ .

Коэффициент  $\alpha_k$  для машины с конденсацией больше  $\alpha$  и зависит от величины противодавления  $P_{ок}$

$$\alpha_k > \alpha \text{ или } \alpha_k = C_k \cdot \alpha, \text{ где } C_k > 1$$

$$\text{и } C_k = 1 + \frac{1 - P_{ок}}{2}$$

где  $P_{ок}$  абсолютное давление в конденсаторе в Ат.

Если обозначим через  $\xi$  отношение действительного расхода пара при работе машины с конденсацией к видимому расходу ( $\xi$  — приблизительно пропорционально наполнению), тогда экономия в расходе пара будет характеризоваться коэффициентом

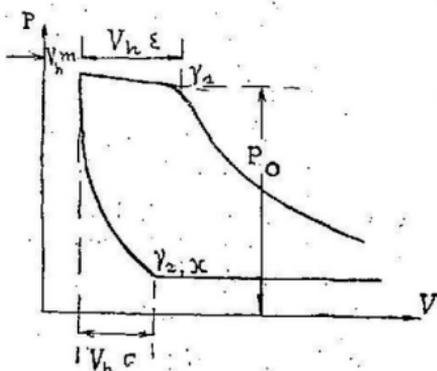
$$\eta_{\text{конт}} = \frac{G_{\text{конт}}}{G_{\text{без конт.}}} = \frac{G_h \xi}{G_h (1 + \alpha)} = \frac{\xi}{1 + \alpha}$$

Поясним примером. Для одноцилиндровой паровой машины вычисленное по диаграмме  $\xi$  пусть будет равно 32%, а оценим в 53%

Тогда  $\eta_{\text{конт.}} = \frac{0,32}{1 + 0,53} = 0,209 \text{ т.е. } \approx 21\%$  или иначе при конденсации

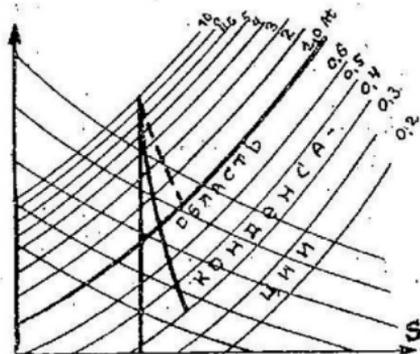
расход пара составляет примерно около 79% от расхода без конденсации при сохранении одинаковой индикаторной мощности.

Хотя на конденсационную установку расходуется дополнительная мощность на работу конденсационных насосов, но эта мощность

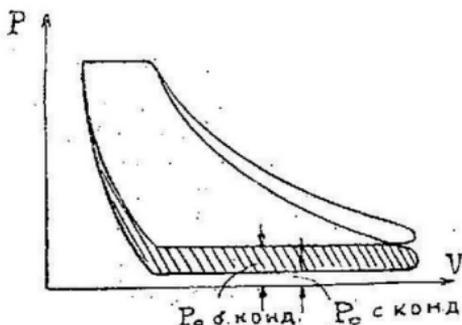


Фиг. 63.

не велика, и выгода применения конденсации сохраняет целиком свое значение. В термодинамическом отношении область низких давлений (глубокого вакуума) является наиболее выгодной в смысле теплоиспользования, что ясно видно из  $JS$  диаграммы (фиг. 64). Доли полезной теплоотдачи пара ( $\Delta J$ —теплосодержания) значительно возрастают по своей абсолютной величине в области глубокого разрежения. (Особенность физической природы пара—как рабочего теплоносителя).



Фиг. 64.



Фиг. 65.

Если машина работала на выхлоп в атмосферу, а затем включена на конденсатор, грубая оценка увеличения мощности при одном и том же наполнении ( $\varepsilon = const$ ) может быть произведена по формуле возрастания средн. индикаторного давления (фиг. 65)

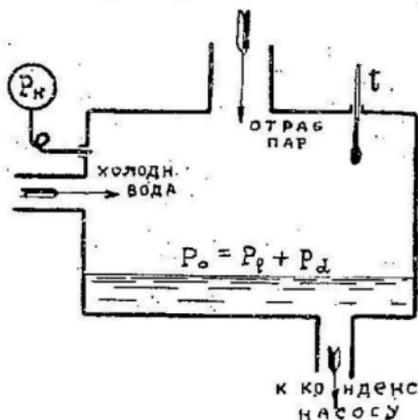
$$P_{i \text{ с конд.}} = P_{i \text{ без конд.}} + \left( P_{o \text{ без конд.}} - P_{o \text{ с конд.}} \right)$$

определяющей среднее индикаторное давление при работе с конденсацией по среднему индикаторному давлению при работе без конденсации и противодавлениям  $P_o$  без конд. и  $P_o$  с конд.

### Типы конденсационных устройств.

В основных чертах конденсатор представляет собою закрытый сосуд, в который направляется отработавший в машине пар и холодная вода. Отработавший пар, входя в тесное смешение с охлаждающей водой, конденсируется, и в конденсаторе устанавливается вакуум (фиг. 66). Давление в конденсаторе складывается из двух составляющих: из давления водяного пара  $P_d$  и давления воздуха  $P_b$ , который вносится в конденсатор охлаждающей водой и проникает через неплотности.

Итак, давление в конденсаторе  $P_o = P_b + P_d$  ( $P_b$  и  $P_d$ —парциальные давления).  $P_d$  зависит только от температуры и может быть уменьшено понижением температуры в конденсаторе, что достигается



Фиг. 66.

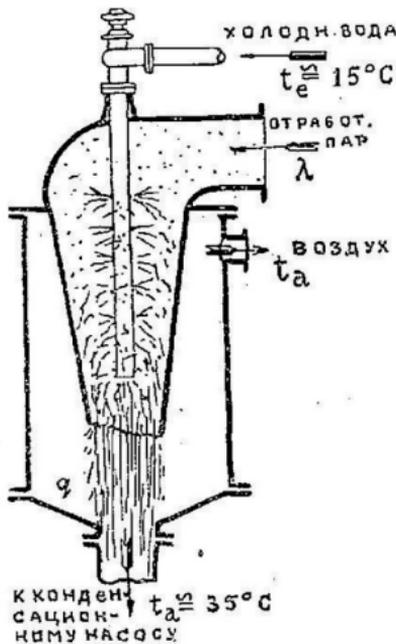
пропуском через конденсатор большего количества охлаждающей воды; для уменьшения  $P_i$  необходимо не допускать скопления воздуха в конденсаторе; удаление воздуха производится воздушными насосами.

Если воздух отводится вместе с конденсатом, то откачивающее устройство называют *мокроевоздушным*; часто конденсированный пар и воздух откачиваются отдельными насосами, в качестве откачивающих аппаратов также применяют *водоструйные приборы*.

Давление  $P_d = f(t)$  и  $P_i = P_o - P_d$  должно быть возможно меньше. Рассмотрим основные типы конденсационных устройств.

### 1. Смешивающая или впрыскивающая конденсация.

Вид конденсатора представлен на (фиг. 67). Струя холодной воды, встречая отработавший пар, конденсирует его; вода вместе с конденсатом скопляется в нижней части конденсатора и откачивается конденсат. насосом. Воздух удаляется (отсасывается) из верхней части конденсатора. Здесь конденсирование пара достигается непосредственным смешением холодной воды и пара: вакуум в таких конденсаторах доходит до 80—87%.



Фиг. 67.

Назовем *кратностью охлаждения*  $n$  число  $kg$  охлаждающей воды, приходящейся на 1  $kg$  пара, поступающего в конденсатор; значение этой эксплуатационной характеристики  $n$  может быть подсчитано из уравнения смешения.

Обозначим:

- $\lambda$  — теплосодержание отработавшего пара.
- $q$  — теплосодержание конденсата.
- $t_a$  — температура воды, уходящей из конденсатора.
- $t_e$  — температура поступающей в конденсатор холодной воды.

Тогда тепло, потерянное одним  $kg$  пара при конденсации, при температуре конденсата  $t_a = q$  выразится через  $(\lambda - q)$ .

Предполагая, что все тепло, потерянное паром, будет воспринято холодной водой, которая при этом нагреется с  $t_e$  до температуры  $t_a$  можно написать у-ние баланса теплоотдачи в конденсаторе

$$\lambda - q = n (t_a - t_e)$$

откуда определяется кратность охлаждения

$$n = \frac{\lambda - q}{t_a - t_e} \approx \frac{\lambda - t_a}{t_a - t_e}$$

В действительности количество воды потребуется большее, вследствие неидеального теплообмена между паром и холодной водой и потерь тепла на охлаждение воздуха в конденсаторе.

Если, напр.,  $\lambda = 600 \text{ Cal/kg}$

$$t_c = 15^\circ \text{C.}$$

$$t_a = 35^\circ \text{C.}$$

$$\text{то } n = \frac{600 - 35}{35 - 15} \approx 28 \text{ при отсутствии потерь.}$$

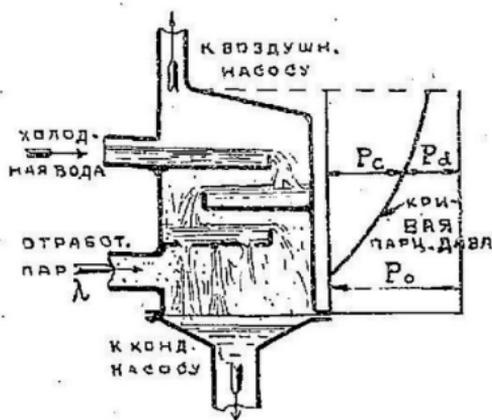
Практически для паровых машин  $n$  от 30 до 40, для турбин  $n = 50 - 60$  и выше при больших вакуумах и более высокой температуре охлаждающей воды\*).

## 2. Противоточная конденсация.

В таком конденсаторе (фиг. 68) осуществляется встречное движение охлаждающей воды и отработавшего пара. Вода подается в верхнюю часть конденсатора, отработавший пар подводится снизу. Скопление воздуха получается в верхней полости конденсатора, откуда воздух и несконденсированный пар откачивается воздушным насосом.

Хотя давление в конденсаторе по его высоте постоянно ( $P_0 = \text{const}$ ), но парциальные давления воздуха и пара будут на различных высотах различны. Кривую парциальных давлений можно построить измеряя температуру в конденсаторе на разных высотах и находя по таблицам соответственные давления водяных паров.

Пар при своем движении вверх встречает все новые частицы холодной воды и потому конденсация пара и охлаждение воздуха происходит более интенсивно.



Фиг. 68.

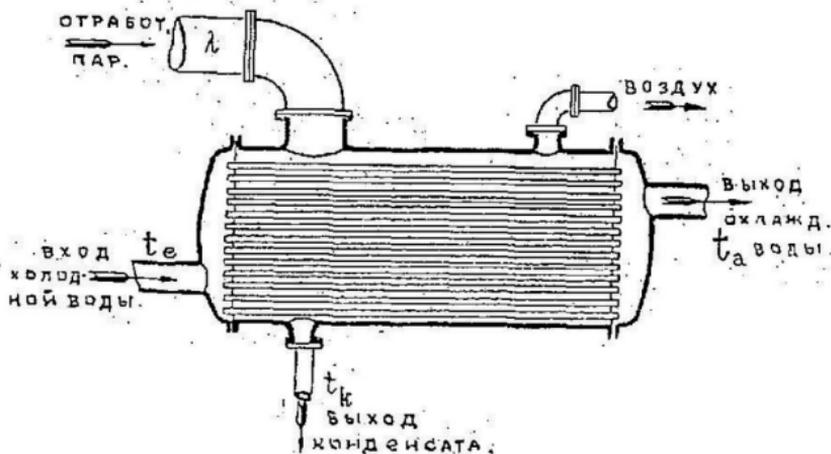
## 3. Поверхностная конденсация.

В предыдущих двух случаях конденсации теплоотдача от пара к воде совершалась непосредственным соприкосновением, в одной замкнутой полости и чистый конденсат смешивается с охлаждающей водой и не может быть с удобством использован в дальнейшем для питания котлов или иных аппаратов производства.

В поверхностной конденсации это неудобство устраняется тем что охлаждающая вода совершенно отделена от полости, в которую поступает отработавший пар. На фиг. 69 представлена схема поверхностного конденсатора. Холодная вода вводится с одной стороны конденсатора, прогоняется через медные трубки и выпускается с

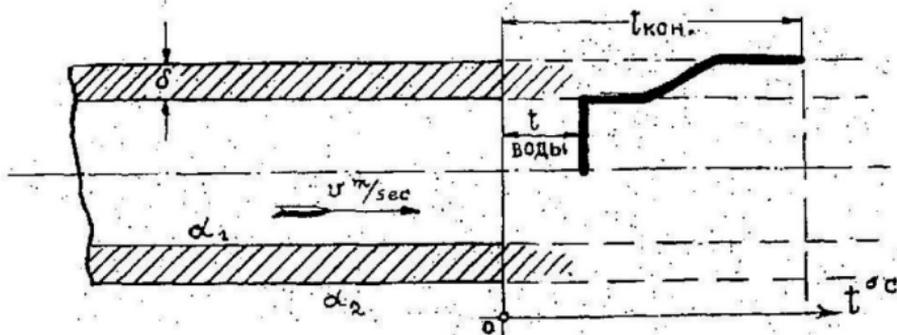
\* Условья заказа турбины полагают  $t_c = 15^\circ \text{C.}$

другой стороны. Отработавший пар поступает через верхний патрубок и встречая на своем пути относительно большую охлаждающую поверхность — трубки конденсатора — конденсируется и стекает в нижнюю часть конденсатора; выделенный воздух собирается в верхней части камеры.



Фиг. 69.

При такой конденсации, конденсат, свободный от вредных примесей (солей), может быть собран в питательные баки и служит для питания паровых котлов. Это обстоятельство имеет большое значение в особенности в турбинных установках, где почти совершенно чистый конденсат (в паровых машинах конденсат заключает в себе цилиндрическое масло и требует установки маслоотделителей) используется в качестве питательной воды. Такой способ питания предохраняет котлы от загрязнения, ослабляет образование накипи и устраняет необходимость механической и химической очистки воды; для восстановления неизбежных потерь воды и пара применяются дестилляторы.



Фиг. 70.

В виду того что теплопередача здесь осуществляется через стенку, количество потребной на охлаждение пара воды или иначе кратность охлаждения выше, чем в смешивающих конденсаторах \*).

\*) Трубки конденсатора имеют обычно размер  $\frac{21}{23}$ ;  $\frac{23}{25}$  (латунь).

Определение коэффициента теплопередачи  $k$  от пара к воде (фиг. 70).

Оценим скорость протекания воды по трубкам  $v = 0,5 \text{ м/сек.}$  (обычно  $v = 0,5 - 0,8 \text{ м/сек.}$  Коэффициент теплопередачи от пара к стенке трубки  $\alpha_1 = 19000 \text{ cal/m}^2 \text{ час}^\circ$ . Коэффициент теплопередачи от стенки к охлаждающей воде  $\alpha_2 = 4500 \sqrt{v} = 3180 \text{ cal/m}^2 \text{ час}^\circ$  (по Sér'y) толщину медной стенки  $\delta = 3 \text{ мм}$  ( $1/\alpha =$  поверхностное тепловое сопротивление, сопротивление входа тепла в стенку или выхода из нее).

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности стенки —  $\frac{\text{cal}}{\text{м}^2 \text{ час}^\circ}$

для  $\delta = 1 \text{ мм}$ ; для меди  $\lambda = 90000 \frac{\text{cal}}{\text{м}^2 \text{ час}^\circ}$

тогда по уравнению теплопередачи

$$1/k = 1/\alpha_1 + 1/\alpha_2 + \frac{\delta}{\lambda}$$

или

$$1/k = 1/19000 + 1/3180 + 3/90000 = 1/2340$$

следовательно

$$k = 2340 \text{ cal/m}^2 \text{ час}^\circ$$

Учитывая загрязненность стенок при подсчетах коэффициент теплопередачи принимается уменьшенным и равным примерно  $k = 1500 - 1900$  и  $\text{cal/m}^2 \text{ час}^\circ$ .

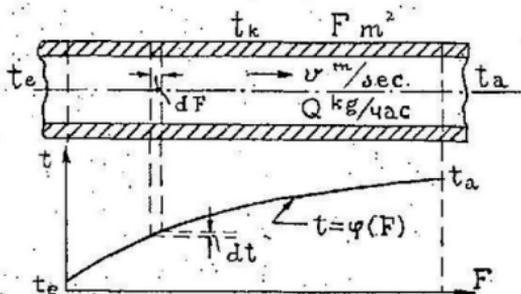
Кратность охлаждения определяется, как мы видим выше, из уравнения  $\lambda - q = n (t_a - t_c)$ , так как  $q = t_{\text{конд.}}$ , то кратность охлаждения

$$n = \frac{\lambda - t_k}{t_a - t_c}$$

$$\text{и } t_k = t_c + (\delta - 10^\circ)$$

Необходимую рабочую поверхность охлаждения конденсатора можно определить, исходя из уравнения теплопередачи от отработавшего пара к воде.

Предположим, что вода поступает в трубку с температурой  $t_c$  и отводится с температурой  $t_a$  и по трубке протекает  $Q_{\text{кг}}$  охлаждающей воды в час. Вода по мере продвижения по трубке будет нагреваться, и кривая  $t_c - t_a$  на фиг. 71 представляет повышение температуры воды, как функцию длины трубки или, что тоже, как функцию поверхности охлаждения.



Фиг. 71.

Выделим элемент трубки, с бесконечно малой площадью  $dF$  соответственное повышение температуры воды на этом элементе длины обозначим через  $dt$  — тогда

$$Q dt = dF k (t_k - t),$$

где  $t_k$  температура пара в конденсаторе. Отсюда

$$dF = \frac{Q \cdot dt}{k \cdot (t_k - t)}$$

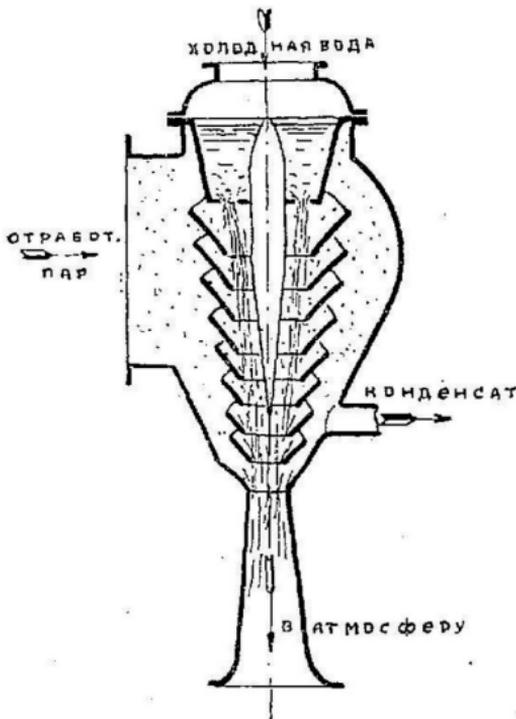
Интегрируя уравнение в пределах  $t_a, t_c$ , получим:

$$F = \frac{Q}{k} \int_{t_c}^{t_a} \frac{dt}{t_k - t} = -\frac{Q}{k} \int_{t_c}^{t_a} \frac{d(t_k - t)}{t_k - t} =$$

$$= -\frac{Q}{k} \left[ \ln(t_k - t) \right]_{t_c}^{t_a} = \frac{Q}{k} \ln \frac{t_k - t_c}{t_k - t_a}$$

ИЛИ

$$F = \frac{Q}{k} 2,303 \lg \frac{t_k - t_c}{t_k - t_a} \quad (m^2)$$



Фиг. 72.

#### 4. Струйный конденсатор (типа Кёртинг).

Принцип действия конденсатора (см. фиг. 72) заключается в том, что пар, вводимый в камеру смешения, засасывается действием струи воды через промежутки между конусами, которые окружают струю. Внутри конусов происходит смешение пара с водой и конденсация пара. Затем теплая смесь попадает в раструб (диффузор), в котором происходит переход кинетической энергии смеси в потенциальную при уменьшении скорости истечения. Вакуум в конденсаторах Кёртинга при  $n = 50$  доходит до 80%, а при очень холодной воде и  $n = 60 - 65$  до 88 — 90%.

#### Расход мощности на конденсационную установку.

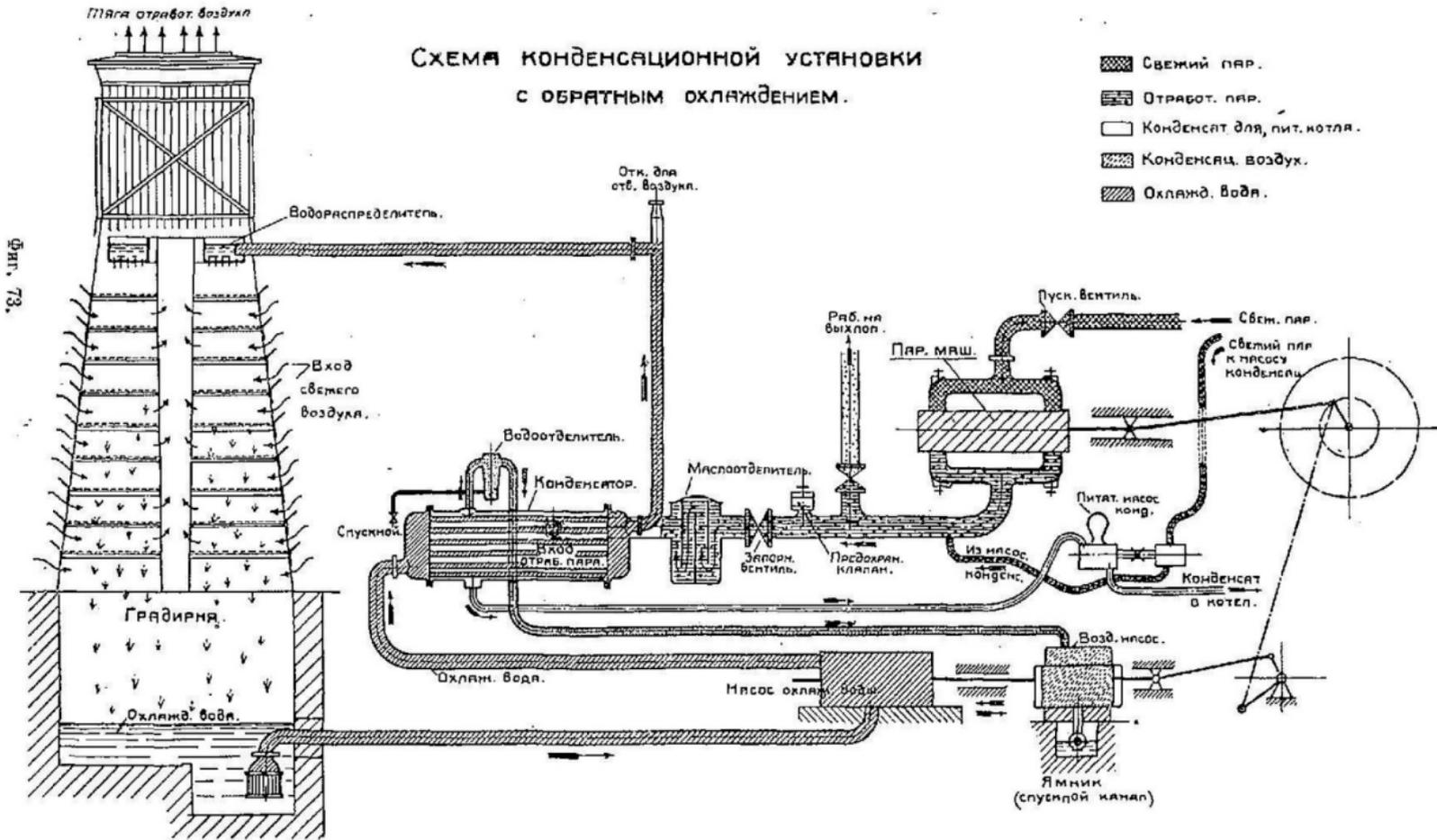
Обозначим отношение мощности, затрачиваемой на конденсацию ( $N_k$ ) к эффективной нормальной мощности машины ( $N_e$ ), через  $\xi_k$ . Практика дает такие значения для  $\xi_k$ .

#### Паровые машины.

- |  |          |
|--|----------|
| 1. Впрыскивающие и противоточные конденсаторы без обратн. охлаждения . . . . . | 0,7—2%   |
| с обратн. охлаждением . . . . .  | до 3,5%  |
| 2. Поверхностные конденсаторы без обратн. охлаждения . . . . .                 | 0,2—0,7% |
| с обратн. охлаждением . . . . .  | 0,6—2,3% |
| 3. Струйные конденсаторы . . . . .   | 1,5—2,2% |

# СХЕМА КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ С ОБРАТНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ.

-  СВЕЖИЙ ПАР.
-  ОТРАБОТ. ПАР.
-  КОНДЕНСАТ для пит. котла.
-  КОНДЕНСАЦ. ВОЗДУХ.
-  ОХЛАЖД. ВОДА.



Фиг. 73.

### Паровые турбины. (Средн. мощности).

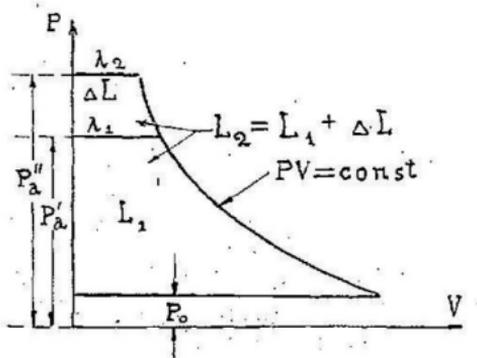
Поверхностные конденсаторы с центробежными конденсационными насосами . . . . . 1,3—2,8<sup>0</sup>/<sub>3</sub>

Для паровых машин объем воздушного насоса грубо оценивается  $\frac{1}{7}$ — $\frac{1}{8}$  объема цилиндра В. Д. при двойном его действии.

Средняя скорость поршня воздушного насоса колеблется практически в пределах. . . . . 1,0—1,6<sup>m</sup>/<sub>sec</sub>

### Паровые машины многократного расширения.

Предположим, что начальное давление будет увеличено с  $P_a$  до  $P_a''$  (фиг. 74). Оставляя весовое количество пара постоянным ( $G = const$ ), выясним результаты повышения давления выпуска. При увеличении давления индикаторная диаграмма получает приращение площади на величину  $\Delta L$ .



Фиг. 74.

Работа пара при давлении выпуска  $P_a'$

$$L_1 = V_h P_0 \ln \frac{P_a'}{P_0}$$

при начальном давлении  $P_a''$  работа

$$L_2 = V_h P_0 \ln \frac{P_a''}{P_0}$$

и, следовательно, увеличение работы

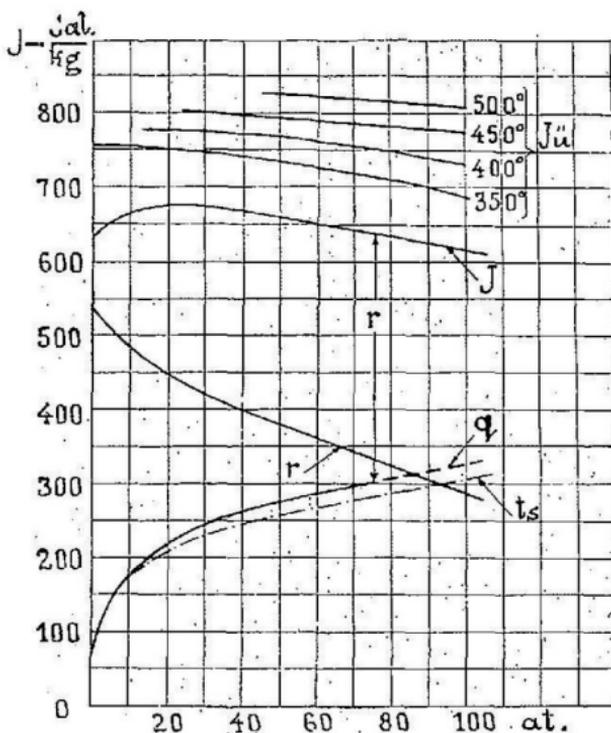
$$\Delta L = L_2 - L_1 = V_h P_0 \left( \ln \frac{P_a''}{P_0} - \ln \frac{P_a'}{P_0} \right)$$

ИЛИ

$$\Delta L = V_h P_0 \ln \frac{P_a''}{P_a'} = 2,303 V_h P_0 \lg \frac{P_a''}{P_a'}$$

Отсюда заключаем, что увеличение работы при повышении начального давления при  $V_n = const$  и  $P_a = const$  примерно пропорционально  $\ln \frac{P_a''}{P_a'}$ .

Из опытных данных по параметрам пара известно, что с увеличением давления растет и теплосодержание  $J$  насыщенного пара, при чем, как видно из диаграммы **фиг. 75**, это повышение теплосодержания имеет место до некоторого давления около 20—25 Атм; при дальнейшем увеличении давления теплосодержание пара несколько падает. Поэтому повышать давление представляет выгоды только до некоторого предела, определяемого рядом эксплуатационных условий.



Фиг. 75.

В появившихся за последнее время паровых машинах (и турбинах) высокого давления и более высокого перегрева пара эксплуатационная экономичность, помимо чисто конструктивных преимуществ, достигается лучшим теплоиспользованием, — сообщением пару при переходе от одного рабочего цикла к другому повторных перегревов<sup>\*)</sup>. Кривые теплосодержания для пара высоких давлений и перегревов приведены на **фиг. 75\*\*)**. Новейшие данные по основным параметрам для пара приведены на таблице IX по O. Knoblauch, E. Raisch, H. Hausen.

\*) Современная термодинамика паровых двигателей дает предел экономичности при давлении  $P_a \infty 180-190$  Атм.

\*\*) Die VBC. Hochdruckturbine, V-1923 г.

Т а б л и

Для водяного пара по данным

(„Tabellen und Diagramme

Давление.	Температура кипения.		Удельный объем сухого насыщенного пара.	Удельный вес сухого насыщенного пара.	Теплосодержание.	
	°C	°абс.			Воды при температ. кипения.	Сухого насыщен. пара.
атм. абс. р	t'' = t'	T'' = T'	м. <sup>3</sup> /кгр. v''	кгр./м. <sup>3</sup> γ''	кал./кгр. i'	кал./кгр. i''
0,02	17,19	290,29	68,2977	0,014642	17,2	604,1 <sub>5</sub>
0,04	28,63	301,73	35,4735	0,028190	28,6 <sub>6</sub>	609,5 <sub>3</sub>
0,06	35,82	308,92	24,2000	0,041322	35,8	612,9
0,08	41,16	314,26	18,4549	0,054186	41,2	615,3
0,10	45,44	318,54	14,9584	0,066852	45,4	617,2
0,15	53,59	326,69	10,2172	0,097874	53,6	620,7
0,20	59,66	332,76	7,79821	0,12823	59,6 <sub>5</sub>	623,3 <sub>5</sub>
0,25	64,56	337,66	6,32508	0,15810	64,5	625,4
0,30	68,68	341,78	5,33093	0,18758	68,7	627,2
0,35	72,26	345,36	4,61376	0,21674	72,3	628,7
0,40	75,42	348,52	4,07083	0,24565	75,4	630,0
0,45	78,27	351,37	3,64571	0,27429	78,3	631,2
0,5	80,87	353,97	3,30311	0,30274	80,9	632,2 <sub>6</sub>
0,6	85,45	358,55	2,78459	0,35911	85,5	634,1
0,7	89,45	362,55	2,41047	0,41486	89,5	635,7
0,8	92,99	366,09	2,12725	0,47009	93,0	637,1
0,9	96,17	369,27	1,90514	0,52490	96,3	638,3
1,0	99,08	372,18	1,72629	0,57928	99,2	639,4 <sub>5</sub>
1,2	104,24	377,34	1,45547	0,68706	104,4	641,4
1,4	108,73	381,83	1,25990	0,79371	108,9 <sub>5</sub>	643,1
1,6	112,72	385,82	1,11188	0,89938	113,0	644,5
1,8	116,33	389,43	0,99580	1,0042	116,7	645,8
2,0	119,61	392,71	0,90221	1,1084	120,0	646,9

ца IX.

О. Knoblauch, E. Raisch, H. Hausen.

für Wasserdampf,“ 1922).

Теплота парообразования.			Э н т р о п и я.		
Полая.	Внешняя.	Внутренняя.	Воды при температуре кипения.	Сухого насыщенного пара.	Разность.
кал./кгр. i'' - i' = r	кал./кгр. ΔP(v'' - v')	кал./кгр. q = r - - ΔP(v'' - v')	кал./кгр.°C s'	кал./кгр.°C s''	кал./кгр.°C s'' - s' = $\frac{r}{T''}$
586,9 <sub>5</sub>	32,00	555,0	0,0611 <sub>5</sub>	2,0848	2,0236 <sub>6</sub>
580,9	33,24	547,7	0,0998	2,0258	1,9260
577,1	34,01	543,1	0,1233	1,9916	1,8683
574,1	34,58	539,5	0,1404	1,9676	1,8272
571,8	35,04	536,8	0,1540	1,9490	1,7950
567,1	35,90	531,2	0,1792	1,9154	1,7362
563,7	36,53	527,2	0,1976	1,8918	1,6942
560,9	37,03	523,9	0,2123	1,8736	1,6613
558,5	37,46	521,0	0,2244	1,8587	1,6343
556,4	37,82	518,6	0,2348	1,8462	1,6114
554,6	38,13	516,5	0,2439	1,8354	1,5915
552,9	38,42	514,5	0,2521	1,8259	1,5738
551,3 <sub>6</sub>	38,68	512,7	0,2595	1,8174	1,5579
548,6	39,12	509,5	0,2724	1,8027	1,5303
546,2	39,51	506,7	0,2836	1,7903	1,5067
544,1	39,84	504,3	0,2933 <sub>5</sub>	1,7795 <sub>5</sub>	1,4862
542,0	40,14	501,9	0,3021	1,7702	1,4681
540,2 <sub>6</sub>	40,41	499,8	0,3100	1,7617	1,4517
537,0	40,88	496,1	0,3239	1,7471	1,4232
534,1 <sub>5</sub>	41,28	492,9	0,3358	1,7348	1,3990
531,5	41,63	489,9	0,3463	1,7241	1,3778
529,1	41,94	487,2	0,3558	1,7146	1,3588
526,9	42,26	484,6	0,3643	1,7062	1,3419

Давление.	Температура кипения.		Удельный объем сухого насыщенного пара.	Удельный вес сухого насыщенного пара.	Теплосодержание.	
	°C	°абс.			Воды при температур. кипения.	Сухого насыщен. пара.
атм. абс. p	t'' = t'	T'' = T'	м. <sup>3</sup> /кг. v''	кгр./м. <sup>3</sup> γ''	кал./кгр. i'	кал./кгр. i''
2,5	126,78	399,88	0,73201	1,3661	127,3	649,3
3,0	132,87	405,97	0,61698	1,6208	133,5	651,2
3,5	138,18	411,28	0,53375	1,8735	139,0	652,8
4,0	142,31	416,01	0,47082	2,1240	143,8	654,2
4,5	147,19	420,29	0,42159	2,3720	148,3	655,4
5,0	151,10	424,20	0,38177	2,6194	152,3	656,4
5,5	154,71	427,81	0,34889	2,8663	155,0	657,3
6,0	158,07	431,17	0,32139	3,1115	159,5	658,2
6,5	161,21	434,31	0,29796	3,3562	162,8	658,9
7,0	164,16	437,26	0,27780	3,5997	165,8	659,5
7,5	166,96	440,06	0,26023	3,8428	168,7 <sub>5</sub>	660,1
8,0	169,59	442,69	0,24477	4,0855	171,5	660,7
8,5	172,12	445,22	0,23110	4,3271	174,2	661,2
9,0	174,52	447,62	0,21887	4,5689	176,6 <sub>5</sub>	661,6 <sub>5</sub>
9,5	176,82	449,92	0,20790	4,8100	179,1	662,1
10,0	179,03	452,13	0,19797	5,0513	181,4	662,5
10,5	181,16	454,26	0,18899	5,2913	183,6 <sub>5</sub>	662,8 <sub>5</sub>
11,0	183,20	456,30	0,18078	5,5316	185,8	663,2
11,5	185,18	458,28	0,17326	5,7717	187,9	663,4
12,0	187,08	460,18	0,16635	6,0114	189,9	663,7
12,5	188,93	462,03	0,15997	6,2512	191,9	664,0
13,0	190,71	463,81	0,15406	6,4910	193,8	664,2
13,5	192,45	465,55	0,14856	6,7313	195,6	664,4
14,0	194,14	467,24	0,14343	6,9720	197,4	664,6
14,5	195,77	468,87	0,13868	7,2108	199,1	664,8
15,0	197,37	470,47	0,13421	7,4510	200,8 <sub>5</sub>	664,9 <sub>5</sub>
16,0	200,44	473,54	0,12608	7,9315	204,1	665,3

Теплота парообразования.			Энтальпия.		
Полная.	Внешняя.	Внутренняя.	Воды при температуре кипения.	Сухого насыщенного пара.	Разность.
кал./кгр. i'' - i' = r	кал./кгр. ΔP(v'' - v')	кал./кгр. q = r - ΔP(v'' - v')	кал./кгр.°C s'	кал./кгр.°C s''	кал./кгр.°C s'' - s' = $\frac{r}{T''}$
522,0	42,81	479,2	0,3827	1,6881	1,3054
517,7	43,28	474,4	0,3981	1,6735	1,2754
513,8	43,67	470,1	0,4114	1,6610	1,2496
510,4	44,01	466,4	0,4231	1,6501	1,2270
507,1	44,33	462,8	0,4336	1,6405	1,2069
504,1	44,59	459,5	0,4431 <sub>5</sub>	1,6318 <sub>5</sub>	1,1887
501,3	44,81	456,5	0,4519	1,6240	1,1721
498,7	45,02	453,7	0,4600	1,6168	1,1568
496,1	45,20	450,9	0,4675	1,6101	1,1426
493,7	45,37	448,3	0,4745	1,6039	1,1294
491,3 <sub>5</sub>	45,53	445,8	0,4811	1,5981	1,1170
489,2	45,66	443,5	0,4873	1,5926	1,1053
487,0	45,79	441,2	0,4932	1,5875	1,0943
485,0	45,91	439,1	0,4988	1,5826	1,0838
483,0	46,02	437,0	0,5041 <sub>5</sub>	1,5779 <sub>5</sub>	1,0738
481,1	46,11	435,0	0,5093	1,5735	1,0642
479,2	46,21	433,0	0,5142	1,5693	1,0551
477,4	46,29	431,1	0,5189	1,5652 <sub>5</sub>	1,0463 <sub>5</sub>
475,5	46,37	429,1	0,5235	1,5614	1,0379
473,8	46,44	427,4	0,5278	1,5577	1,0299
472,1	46,51	425,6	0,5320	1,5540	1,0220
470,4	46,57	423,8	0,5361	1,5506	1,0145
468,8	46,62	422,2	0,5400	1,5472 <sub>5</sub>	1,0072 <sub>5</sub>
467,2	46,66	420,5	0,5438	1,5440	1,0002
465,7	46,71	419,0	0,5475 <sub>5</sub>	1,5409	0,9933 <sub>5</sub>
464,1	46,75	417,3	0,5511 <sub>5</sub>	1,5378 <sub>5</sub>	0,9867
461,2	46,82	414,4	0,5581	1,5321	0,9740

Давление.	Температура кипения.		Удельный объем сухого насыщенного пара.	Удельный вес сухого насыщенного пара.	Теплосодержание.	
	$t'' = t'$	$T'' = T'$			Воды при температуре кипения.	Сухого насыщенного пара.
атм. абс. р	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{абс.}$	$\text{м.}^3/\text{кгр.}$ $v''$	$\text{кгр./м.}^3$ $\gamma''$	кал./кгр. $i'$	кал./кгр. $i''$
17,0	203,36	476,46	0,11891	8,4097	207,3	665,6
18,0	206,15	479,25	0,11246	8,8921	210,2 <sub>5</sub>	665,8
19,0	208,82	481,92	0,10670	9,3721	213,1	666,0
20,0	211,39	484,49	0,10150	9,8522	215,9	666,2
21,0	213,85	486,95	0,09675	10,336	218,6	666,3
22,0	216,24	489,34	0,09241	10,821	221,1 <sub>5</sub>	666,4
23,0	218,53	491,63	0,08847	11,303	223,6	666,5
24,0	220,75	493,85	0,08485	11,786	226,1	666,6 <sub>5</sub>
25,0	222,90	496,00	0,08146	12,276	228,4	666,7
26,0	224,99	498,09	0,07834	12,765	230,7	666,7
27,0	227,02	500,12	0,07545	13,254	232,9	666,7 <sub>5</sub>
28,0	228,99	502,09	0,07277	13,742	235,1	666,8
29,0	230,90	504,00	0,07024	14,237	237,2	666,8
30,0	232,77	505,87	0,06789	14,730	239,2 <sub>5</sub>	666,8
32,0	236,36	509,46	0,06360	15,723	243,2	666,7
34,0	239,78	512,88	0,05980	16,722	247,0	666,7
36,0	243,05	516,15	0,05641	17,727	250,7	666,6
38,0	246,19	519,29	0,05336	18,741	254,1 <sub>5</sub>	666,5
40,0	249,20	522,30	0,05059	19,767	257,5	666,4
42,0	252,09	525,19	0,04809	20,794	260,8	666,3
44,0	254,89	527,99	0,04581	21,829	263,9 <sub>5</sub>	666,1 <sub>5</sub>
46,0	257,58	530,68	0,04372	22,873	267,0	666,0
48,0	260,19	533,29	0,04180	23,923	270,0	665,9
50,0	262,72	535,82	0,04001	24,994	272,8 <sub>5</sub>	665,7 <sub>5</sub>
55,0	268,72	541,82	0,03612	27,685	279,7	665,5
60,0	274,32	547,42	0,03285	30,441	286,1 <sub>5</sub>	665,2

Теплота парообразования.			Энтальпия.		
оная.	Внешняя.	Внутренняя.	Воды при температуре кипения.	Сухого насыщенного пара.	Разность.
кал./кгр. $i'' - i' = r$	кал./кгр. $\Delta P(v'' - v')$	кал./кгр. $q = r - \Delta P(v'' - v')$	кал./кгр. $^{\circ}\text{C}$ $s'$	кал./кгр. $^{\circ}\text{C}$ $s''$	кал./кгр. $^{\circ}\text{C}$ $s'' - s' = \frac{r}{T'}$
458,3	46,89	411,4	0,5646	1,5266	0,9620
455,5 <sub>5</sub>	46,93	408,6	0,571C <sub>5</sub>	1,5214	0,9503 <sub>5</sub>
452,9	46,97	405,9	0,5768	1,5165	0,9397
450,3	47,00	403,3	0,5824 <sub>5</sub>	1,5118 <sub>5</sub>	0,9294
447,7	47,01	400,7	C,5878 <sub>5</sub>	1,5073	0,9194 <sub>5</sub>
445,2 <sub>5</sub>	47,01	398,2	0,5931 <sub>5</sub>	1,5029 <sub>5</sub>	0,9098
442,9	47,03	395,9	0,5981 <sub>5</sub>	1,4989	0,9007 <sub>5</sub>
440,5 <sub>5</sub>	47,03	393,5	0,6030	1,4950	0,8920
438,3	47,01	391,3	0,6077	1,4912	0,8835
436,0	46,98	389,0	0,6123	1,4875	0,8752
433,8 <sub>5</sub>	46,96	386,9	0,6166	1,4839	0,8673
431,7	46,94	384,8	0,6209	1,4805	0,8596
429,6	46,89	382,7	0,6250	1,4772	0,8522
427,5 <sub>5</sub>	46,86	380,7	C,6290	1,4740	0,8450
423,5	46,76	376,7	0,6367 <sub>5</sub>	1,4678 <sub>5</sub>	0,8311
419,7	46,65	373,0	0,6440 <sub>5</sub>	1,4620 <sub>5</sub>	0,8180
415,9	46,53	369,4	0,6510	1,4567	0,8057
412,2 <sub>5</sub>	46,39	366,0	0,6576 <sub>5</sub>	1,4515 <sub>5</sub>	0,7939
408,9	46,23	362,7	0,664C <sub>5</sub>	1,4466 <sub>5</sub>	0,7826
405,5	46,08	359,4	0,6701	1,4420	0,7719
402,2	45,92	356,3	0,6760	1,4376	0,7616
399,0	45,75	353,2	0,6817	1,4334	0,7517
395,9	45,57	350,3	0,6871 <sub>5</sub>	1,4293 <sub>5</sub>	0,7422
392,9	45,36	347,5	C,6924	1,4255	0,7331
385,8	44,87	342,9	0,7049	1,4167	0,7118
379,0 <sub>5</sub>	44,34	334,7	0,7165	1,4088	0,6923

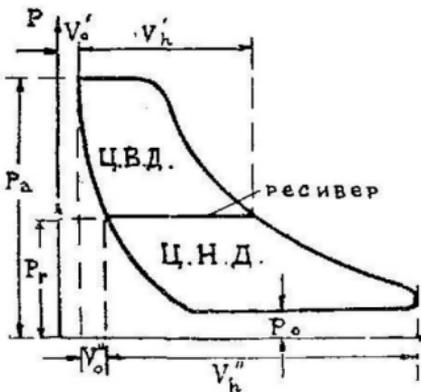
Работа действительных машин показывает, что процесс расширения в пределах  $30—0,15 At$  в одном цилиндре осуществить крайне затруднительно вследствие конструктивных соотношений и неблагоприятных термических условий.

Невыгоды глубокого расширения пара в одном цилиндре заключаются в следующем:

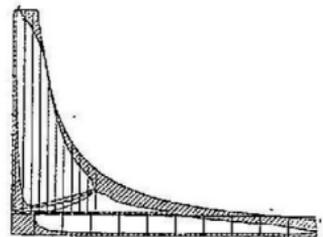
- 1) чрезмерно увеличивается объем цилиндра  $V_h = FS$ ;
- 2) растет  $\Delta P$  — большая разность давлений процесса;
- 3) растет  $\Delta t$  — большая разность температур;
- 4) наполнение  $\epsilon$  в таких машинах неизбежно должно быть мало.

Увеличение объема цилиндра  $FS$  достижимо увеличением или диаметра цилиндра или хода. Первый случай, помимо конструктивных затруднений, влечет за собой увеличение неплотностей, малое использование мощности, так как с увеличением размеров растут и вредные сопротивления (трение, инерция движущихся частей и т. д.); во втором случае получаются чрезмерно большими длина шатуна и радиус кривошипа. Большой перепад давления  $\Delta P$  вызывает увеличение неплотностей, а перепад температур увеличивает влияние начальной конденсации. Крайняя ограниченность изменения наполнения затрудняет регулирование.

Указанные невыгоды побудили отказаться от полного расширения в одном цилиндре и вести процесс расширения в двух и более цилиндрах. Хотя при этом и возникает „разрыв“ процесса расширения, сопровождаемый дополнительными потерями, но конструктивные и эксплуатационные соображения получают доминирующее значение.



Фиг. 76.



Фиг. 77.

В машинах двойного расширения (фиг. 76) пар по совершении работы в цилиндре высокого давления (ЦВД) при некотором промежуточном давлении перепускается через ресивер в цилиндр низкого давления (ЦНД), где и расширяется до противодавления выхлопа или давления в конденсаторе. На практике линия выхлопа в ЦВД и линия впуска в ЦНД не совпадают (см. фиг. 77) и здесь имеет место некоторый перепад давления, объясняемый потерями в ресивере и тем обстоятельством, что совершенное совпадение давлений потребовало бы бесконечно большого объема ресивера; практически объем ресивера принимается равным примерно объему ЦВД.

В практическом осуществлении в нормальных машинах ходы  $S$  поршней высокого и низкого давления одинаковы, диаметр цилиндра

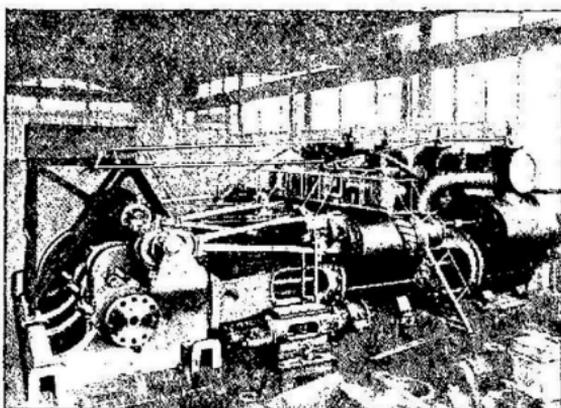
низкого давления определяется таким образом, чтобы индикаторные работы были приблизительно одинаковы; температурные каскады в ЦВД и в ЦНД приблизительно равны. Нижеследующая таблица X дает представление о распределении давлений и температур в цилиндрах машины двойного расширения по сравнению с одноцилиндровой машиной.

Таблица X.

Одноцилиндр паров. маш.	Машины двойного расш.	
	Ц В Д	Ц Н Д
$P_a = 12 \text{ At. abs.}$ . . . . .	12 At	2 At
$P_o = 0,2$ . . . . .	2 „	0,2 „
$P_a - P_o = 11,8 \text{ At.}$ . . . . .	10 „	1,8 „
$\Delta t = 127^\circ$ . . . . .	$67^\circ$	$66^\circ$

**Схема машин двойного расширения.**

1) *Машина тандем.* (См. фиг. 78 и 79). Цилиндр высокого давления и цилиндр низкого давления укрепляются на общей раме, рас-

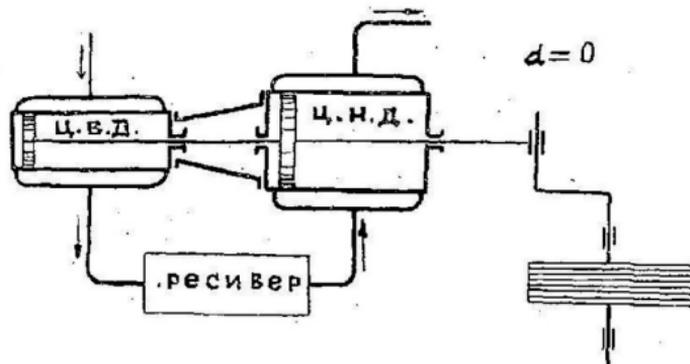


Паровая тапдам-машина (прокатная) на 18500 лощ. слп.

Фиг. 78.

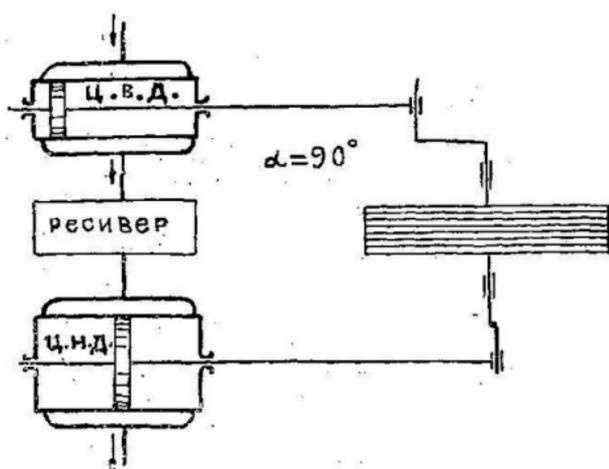
полагаясь друг за другом в направлении общей оси („взатылок“); поршни крепятся на общем штоке (иногда сквозном и для заднего цилиндра); кривошипный механизм—общий.

2) В машинах *компаунд* (см. фиг. 80) оси цилиндров располагаются параллельно друг к другу; два кривошипных механизма работают на общий коренной вал; кривошипы цилиндров высокого и низкого



Фиг. 79.

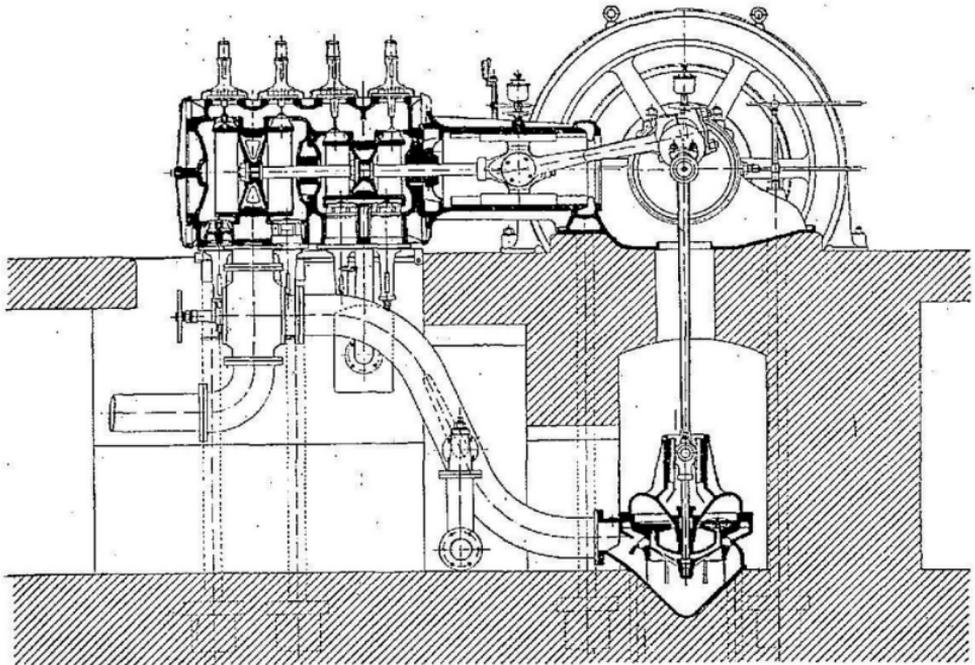
давления сдвинуты на угол  $\alpha$  отличной от нуля (обычно  $\alpha = 90^\circ$ , реже  $\alpha = 180^\circ$ ).



Фиг. 80.

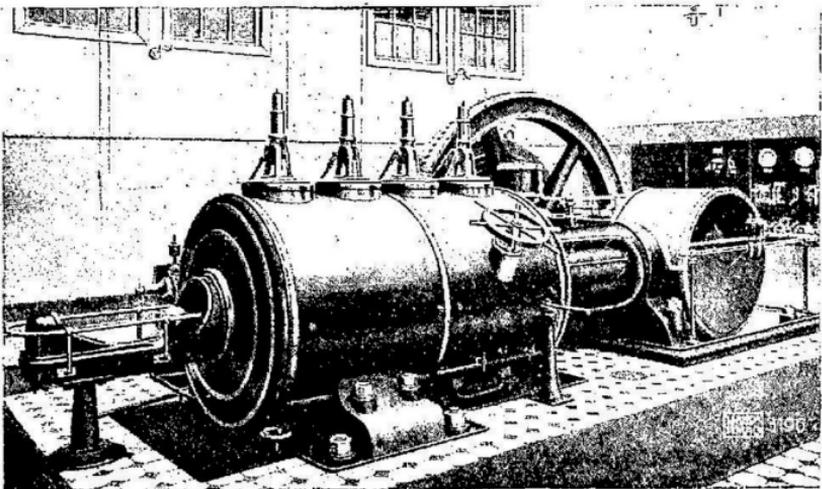
Вследствие суммирования крутящих моментов, со сдвинутой угловой фазой степень равномерности хода компаунд-машины несколько выше, чем у тандем при прочих равных условиях.

На фиг. 81 и 82 даны разрез и общий вид горизонтальной паровой машины тандем.



Продольный разрез горизонтальной, однокривошипной машины тандем „Папотаг“ короткого типа на 375 л. с. при 250 оборот. в минуту.

Фиг. 81.

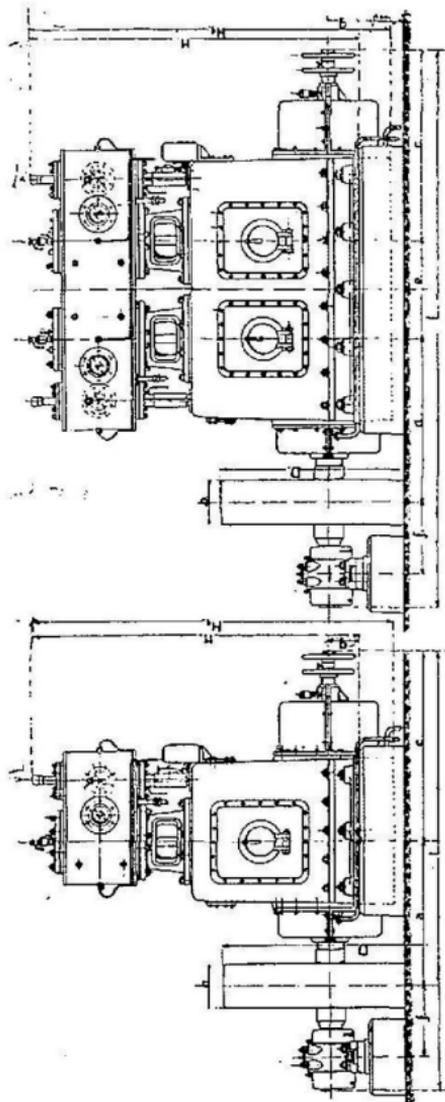


Горизонтальная однокривошипная машина тандем 475 л. с. 165 обор. в минуту.

Фиг. 82.

В отношении занимаемой площади тандем машины получают более компактные. Находят себе широкое применение и вертикальные типы машин обеих систем. (Установочные размеры см. фиг. 83 и таблицу XI).

Разрез и общий вид вертикальной паровой машины даны на фиг. 84 и 85.



фиг. 83.

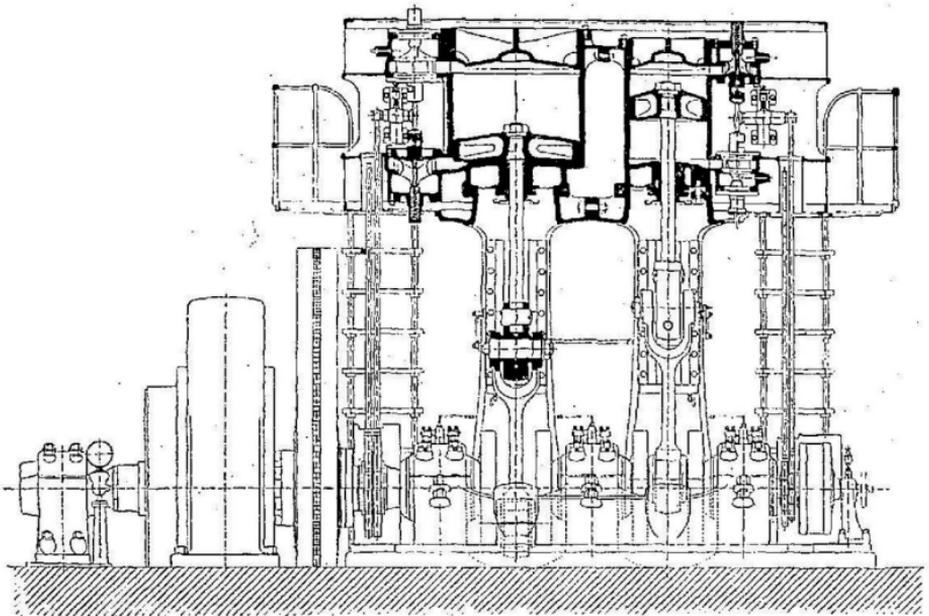
Машины тройного расширения в настоящее время строятся значительно реже и находят меньшее применение, так как в крупных теплосиловых установках они вытесняются паротурбинами.

Машины четверного расширения применялись для военных и коммерческих судов. Ныне не строятся почти вовсе.

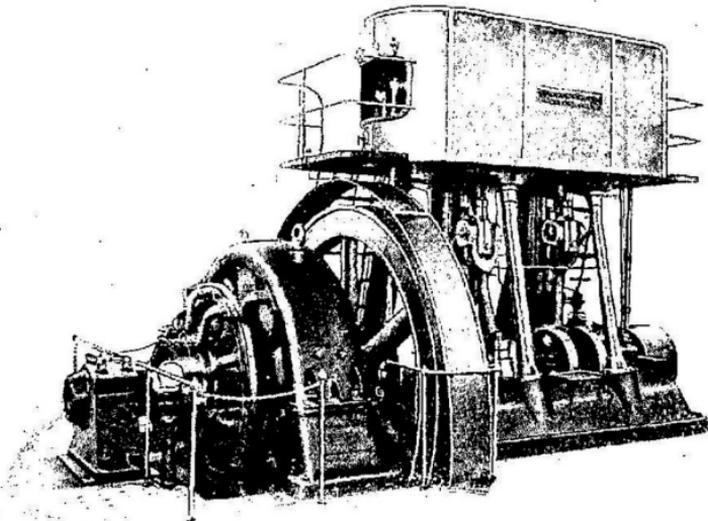
Таблица XI.

Установочные размеры вертикальных паровых машин.

Тип машин.	Диаметр цилиндра.	Ход поршня.	Число оборотов в минуту.	Размеры в мм.													Диаметр патрубков	
				L	H	H <sub>1</sub>	В наибольш. ширина машин.	a	c	d	e	f	g	D	b	подвозл. щего.	выходн. лого.	
I	Однoцилиндрoвая вертикальная паровая машина.....	250	150	550	2600	1950	2130	1300	800	1225	—	—	400	245	1250	220	80	90
II	То же.....	300	200	450	3000	2265	2480	1560	950	1310	—	—	500	210	1500	310	100	125
III	2-цилиндрoвая вертикальная паровая машина.....	2×300	2×200	450	3800	2265	2480	1560	—	—	1100	680	500	210	1500	310	100	125



Разрез, вертикальной машины компаунд „Напомог“ на 750 л. с. и 150 обор. в мин.  
Фиг. 84.

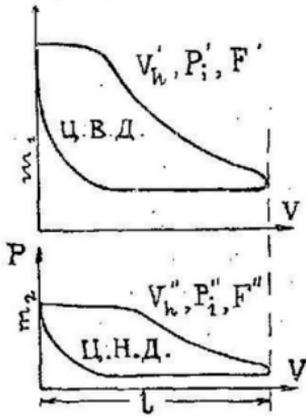


Та же машина что на фиг. 84 (общий вид).  
Фиг. 85.

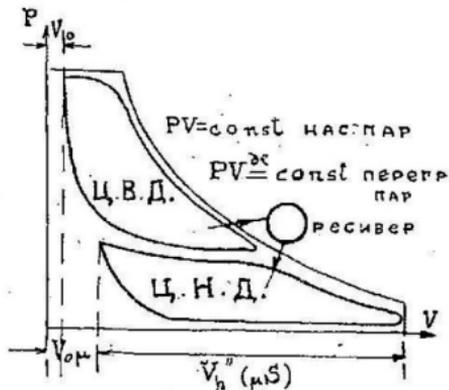
### Ранкинизирование диаграмм.

Для возможности сравнения машин многократного расширения, работающих в сходных условиях или с одноцилиндровой машиной, в отношении теплоиспользования пара и изменения важнейших параметров прибегают к построению масштабно-комбинированных так называемых *ранкинизированных* диаграмм. (См. фиг. 77):

Схема построения этих диаграмм следующая: цилиндр низкого давления с ходом поршня, равным в действительности ходу поршня цилиндра высокого давления, при построении диаграммы, заменяют цилиндром того же диаметра, что и ЦВД, увеличивая для сохранения объема соответственно ход; расширение предполагается по кривой Мариотта или некоторой политропе.



Фиг. 86.



Фиг. 87.

Если (фиг. 86) имеем индикаторные диаграммы обоих цилиндров, то эффективные мощности будут соответственно:

$$N'_i = K \cdot V_h' \cdot P_i' \cdot n$$

$$N''_i = K \cdot V_h'' \cdot P_i'' \cdot n$$

где  $V_h' = F' \cdot S$  и  $V_h'' = F'' \cdot S$

Объемное отношение  $\mu = \frac{V_h''}{V_h'}$

Для построения ранкинзированной диаграммы определяют „приведенный ход  $S_r$ “ из равенства

$$F'' \cdot S = F' \cdot \mu \cdot S = F' \cdot (\mu \cdot S) = F' \cdot S_r$$

где  $S_r = \mu \cdot S$

и приведенную отсечку

$$\varepsilon_r = \frac{V_h' \cdot \varepsilon}{V_h''} = \frac{V_h' \cdot \varepsilon}{V_h' \cdot \mu} = \frac{\varepsilon}{\mu}$$

и далее строят диаграммы в одном масштабе; проводя затем линию  $PV = const$  для насыщенного пара, и  $PV^x = const$  для перегретого, получим ранкинзированную диаграмму (фиг. 87). Отношение площади приведенной ранкинзированной диаграммы к площади идеальной диаграммы, носит название коэффициента полноты  $\eta_p$ .

Для машин двойного расширения . . . . .	$\eta_p = 65 - 75\%$
3 цил. „ тройного „ . . . . .	„ = 55 — 65%
4 „ „ „ „ . . . . .	„ = 58 — 63%

Таблица XII

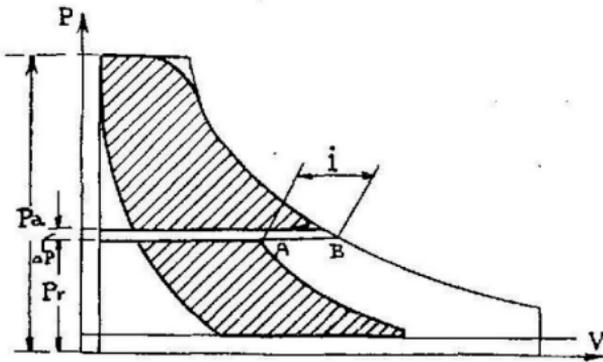
объемных отношений  $\mu$  при условии  $L'' = L'$  и объем ресивера  $= V_h'$   
(по Нграбак'у).

	Конечное давление $P_o''$	Начальное давление $P_a$	Приведенное наполнение $\varepsilon\%$	Значения $\mu$	
				$\alpha = 90^\circ$ компаунд.	$\alpha = 0$ или $180^\circ$
Без конденсации.	1,8	10	18,0	1,67	2,32
		11	16,4	1,72	2,44
		12	15,0	1,79	2,56
		13	13,0	1,82	2,67
		14	12,9	1,85	2,78
	1,2	10	12,0	2,17	3,45
		11	10,9	2,33	3,70
		12	10,0	2,44	3,85
		13	9,2	2,56	4,00
		14	8,6	2,70	4,16
С конденсацией.	0,6	8	7,5	2,00	3,12
		9	6,7	2,12	3,33
		10	6,0	2,22	3,56
		8	5,0	2,70	4,16
		9	4,4	2,86	4,54
		10	4,0	2,94	4,76

### Промежуточный забор пара.

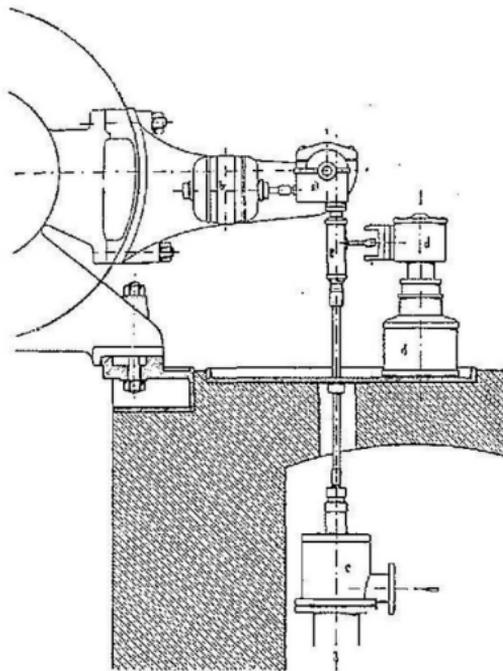
Машины двойного расширения могут совершать работу так, что не весь пар из цилиндра высокого давления переводится в цилиндр низкого давления—часть пара из ресивера отбирается на производство или других целей.

На ранкинизированной диаграмме отбор пара будет характеризоваться уменьшением отсечки в цилиндре низкого давления на величину  $i$ —приблизительно эквивалентную количеству ответвленного пара (фиг. 88). Точка  $A$  получается за счет изменения отсечки.



Фиг. 88.

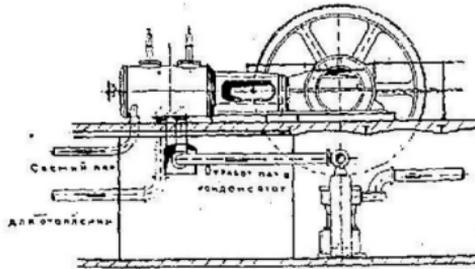
В современных паросиловых промышленных установках промежуточный отвод пара находит себе широкое применение, обнаруживая достаточную коммерческую экономичность.



Фиг. 89.

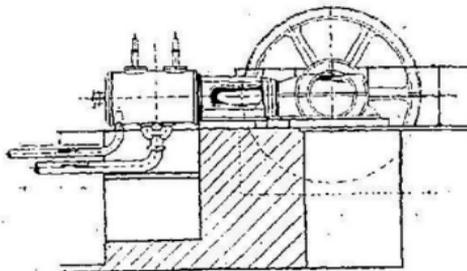
На фиг. 89 изображен регулирующий аппарат для отвода пара из ресивера с приспособлением для добавки свежего пара.

Регулирование промежуточного отбора пара производится регулятором давления «d», установленным на отводящем паре паропроводе; паровой поршень регулятора в соответствии с большим или меньшим расходом пара получает движения, которые передаются электромотору «b» изменяющему степень наполнения машины.



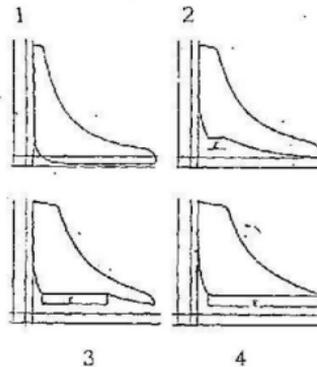
Фиг. 90.

При малых нагрузках для обеспечения надлежащего количества отдаваемого производству пара имеется автоматическое приспособление «с» для впуска свежего пара.



Фиг. 91.

Кроме машины с промежуточным отбором пара в практике находят применение одноцилиндровые паровые машины (фиг. 90 и 91) с использованием отработавшего пара для целей отопления, нагрева, варки и т. д. (машины с противодавлением).



Фиг. 92.

На фиг. 92 даны индикаторные диаграммы для случаев работы машины без отбора «1», с различным промежуточным отбором «2 и 3» с противодавлением «4» (с полным отводом).

## Объемная диаграмма по способу Schröter — Zeuner'a.

При бесконечной длине шатуна перемещение  $x$  поршня в зависимости от угла поворота кривошипа  $\varphi$

$$x = r - r \cos \varphi = x(1 - \cos \varphi) = r(1 - \cos \omega t)$$

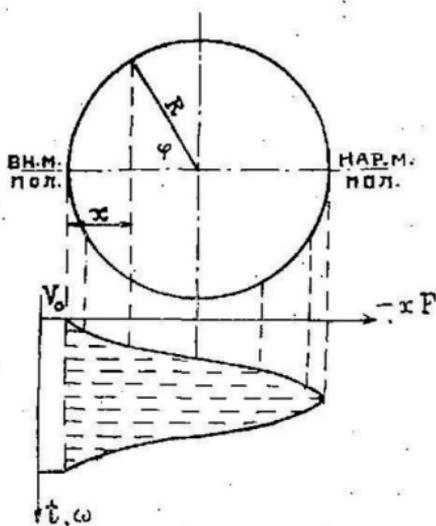
и, следовательно, в каждый данный момент рабочий объем цилиндра

$$V_o + V_x = V_o + F \cdot x = V_o + F \cdot r \cdot (1 - \cos \omega t)$$

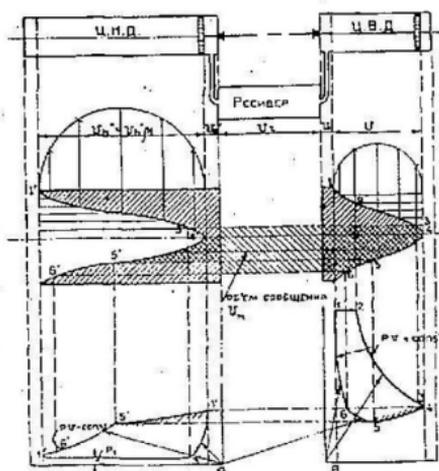
Выполнив графическое построение формулы в координатах  $V_x$  и  $t$  или  $\varphi$ , получим диаграмму объемов (фиг. 93).

Имея приведенные объемные диаграммы для машины двойного расширения и зная объем ресивера, легко построить индикаторные диаграммы ( $PV$  — диаграммы).

На фиг. 94 выполнено построение объемной диаграммы для машины тандем.



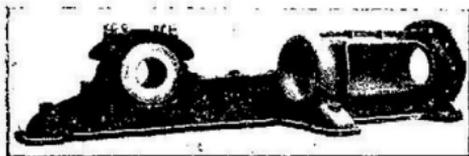
Фиг. 93.



Фиг. 94.

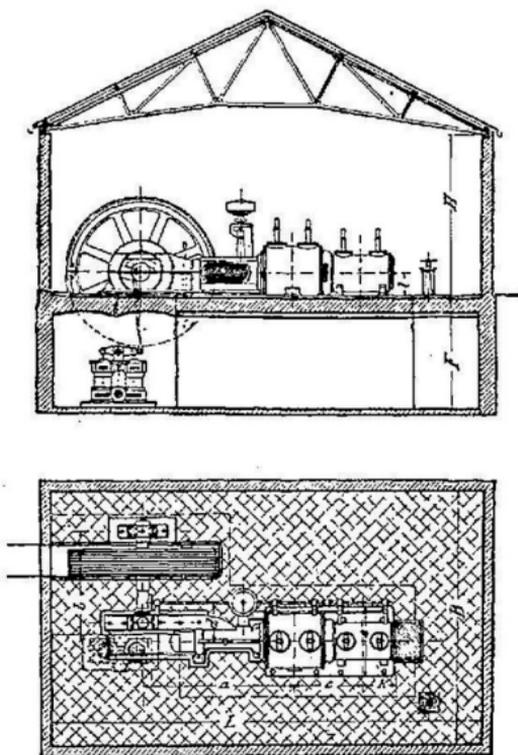
Линия 1,2 — линия наполнения цилиндра высокого давления; линия 2,3 — расширение пара в ЦВД. В точке 3 устанавливается сообщение ЦВД с ресивером (предварение выпуска) и одновременно происходит наполнение в цилиндре низкого давления. Вследствие увеличения объемов сообщения кривая выхлопа в ЦВД идет понижаясь до точки 5 так же, как и линия впуска в ЦВД. В точке 5' ЦВД разобщается от ресивера, а в ЦВД происходит сжатие пара в ресивере и ЦВД до точки 6. С точки 6 цилиндр высокого давления отключается от ресивера и по линии 6,1 происходит сжатие пара только в ЦВД до начального давления впуска.

В ЦВД на участке 5' 6' происходит расширение. При построении участка кривой 5,6 сжатия следует иметь в виду, что сжатие происходит в объеме ЦВД и ресивера, почему построение гиперболы должно быть отнесено к началу координат А.



Фиг. 95.

Общие конструктивные соотношения основной рамы паровой машины уясняются из **фиг. 95**.



Фиг. 96.

Значения основных параметров в паровых машинах двойного расширения для перегретого пара (тандем) (Starke & Hoffmann) приведены на таблице XIV, установочные размеры этих машин, а также нормальные размеры помещений для них указаны на **фиг. 96** и таблице XIII.

Таблица XIII.

Основные размеры „коротких“ тандем машин для перегретого пара и машинного помещения.

Диаметр цилиндров в мм.	Ход поршня в мм.	Диаметр паропровод.		Диаметр штуц.		Маховое колесо.		Размеры в миллиметрах.								Нормальн. размеры машин. помещени.		
		Свеж. пара.	Отраб. пара.	Подводящ.	Отводящ.	Диаметр.	Чис. канав, штрип. обода.	а.	в <sup>1)</sup> .	с.	д.	е.	к.	Б.	I.	Длина L.	Шир. В <sup>2)</sup> .	Высот. Н.
280/480	500	70	175	70	150	2500	4 кан. × 50 мм. или 400 мм.	2530	1800	1350	800	1300	680	2370	550	7700	4000	3000
300/510	600	80	200	80	175	3000	5 кан. × 50 мм. или 460 мм.	2900	2000	1530	830	1320	750	2450	550	9200	4500	3000
330/540	650	85	225	90	200	3250	5 кан. × 50 мм.	3150	2100	1590	850	1350	790	2500	550	10000	4800	3500
360/620	700	95	250	105	225	3500	7 „ × 50 „	3250	2200	1615	900	1500	820	2500	550	10100	5000	3500
400/680	800	110	275	120	250	4000	8 „ × 50 „	3700	2500	1760	1000	1680	900	2700	550	10800	5500	3500
430/740	800	115	300	135	275	4250	9 „ × 50 „	3950	2650	1850	1130	1925	950	2800	600	11500	5800	4000
460/780	900	130	350	155	325	4500	11 „ × 50 „	4085	2700	1930	1200	2080	1000	2850	600	12500	6300	4000
490/850	1000	140	375	175	350	5000	13 „ × 50 „	4600	3100	2075	1300	2150	1120	3100	650	14000	6800	4500
550/950	1100	155	425	200	400	5500	16 „ × 50 „	5050	3500	2150	1400	2300	1250	3400	650	15300	7500	4500
600/1050	1200	175	450	250	425	6000	20 „ × 50 „	5500	3700	2300	1500	2400	1370	3500	650	16500	8500	5000

1) При риверенности машины этот размер увеличивается на 500 мм.

2) При устранении привода к конденсационному насосу от цапфы кривошипа ширина может быть уменьшена на 500—1300 мм.

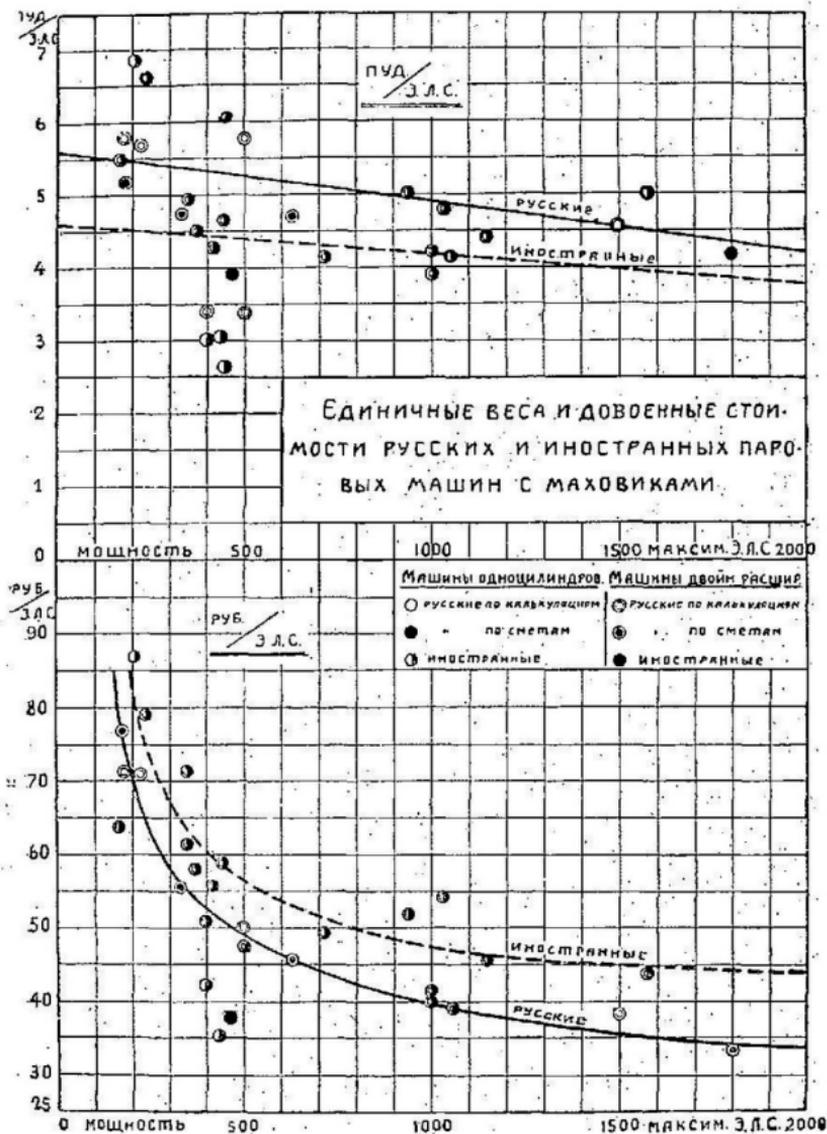
Таблица XIV.

Основные данные о „коротких“ тандем-машинах для перегретого пара с конденсацией.

Тип.	Диаметры цилиндров при $P_a = 11,5 \text{ Atm.}$	Диаметры цилиндров при $P_a = 9,5 \text{ Atm.}$	Ход поршня.	Число оборот. в мин.	Индикаторная мощность.				Расход пара в кг. при норм. нагрузке на индик. л с/час.				Вес машины с конденсацией в кг.	Вес маховика в кг.	Объем $\text{м}^3$ в упаковке.	
					$P_a = 11,5 \text{ Atm.}$		$P_a = 9,5 \text{ Atm.}$		$P_a = 11,5 \text{ Atm.}$ с конденсацией.		$P_a = 9,5 \text{ Atm.}$ с конденсацией.					
					норм.	мак.	норм.	мак.	насыщ. пор.	перегр. $300^\circ \text{C}^1$	насыщ. пор.	перегр. $300^\circ \text{C}^1$				
Тандем																
1	280/480	290/480	500	160	138	172	130	158	6,64	4,72	6,88	4,88	11000	4000	15,3	
2	300/510	310/510	600	150	175	215	165	200	6,46	4,58	6,69	4,74	15000	4500	23	
3	330/540	340/550	650	140	200	250	190	230	6,38	4,53	6,60	4,68	16900	5600	31	
4	360/620	380/630	700	135	280	350	270	325	6,15	4,38	6,39	4,54	17900	7800	38	
5	400/680	410/700	800	130	350	430	350	420	5,99	4,25	6,24	4,43	23400	8400	50	
6	430/740	450/740	800	125	410	500	390	470	5,92	4,20	6,17	4,36	29400	9500	60	
7	460/780	470/800	900	120	490	600	480	580	5,83	4,15	6,06	4,30	33000	12000	66	
8	490/850	510/850	1000	110	580	720	560	670	5,75	4,08	5,98	4,24	39900	15000	85	
9	550/950	570/950	1100	100	740	910	700	850	5,70	4,05	5,93	4,22	52000	23000	115	
10	600/1050	620/1050	1200	95	950	1150	890	1060	5,60	3,98	5,85	4,15	65000	28500	150	

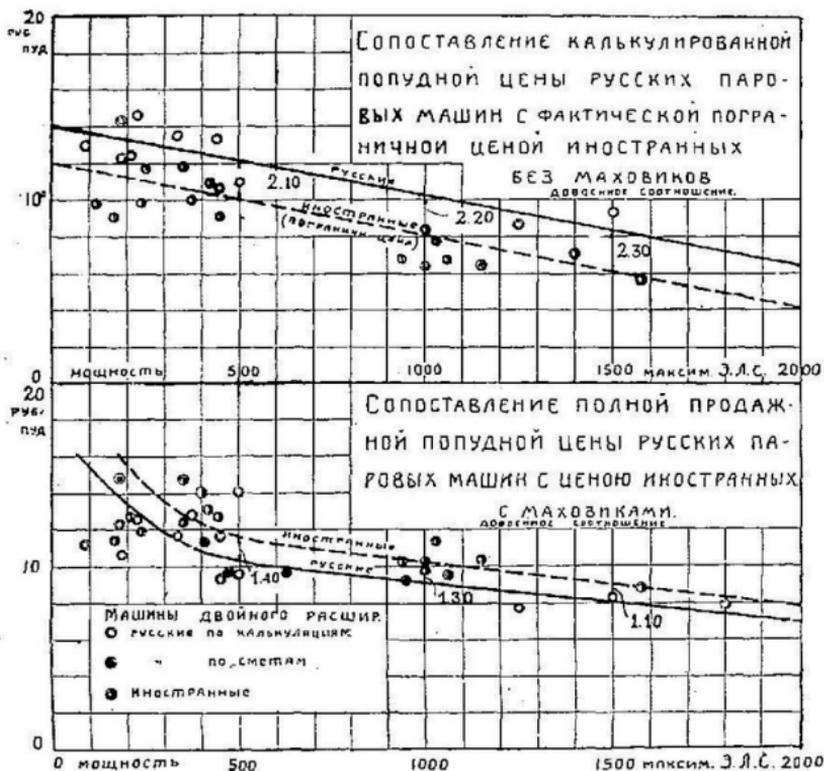
1) Температура перегрева пара  $300^\circ \text{C}$  перед вентиляем машины.

Для характеристики стоимости паровых машин, их веса в зависимости от мощности приведены диаграммы (фиг. 97 и 98), из кото-



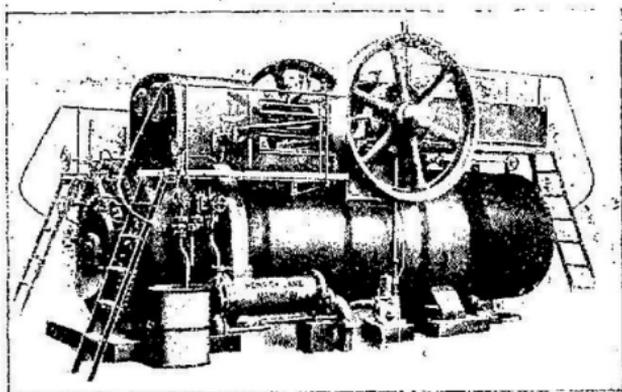
Фиг. 97.

рых выясняются средние довоенные соотношения стоимости и веса паровых машин различной мощности русских и иностранных заводов.



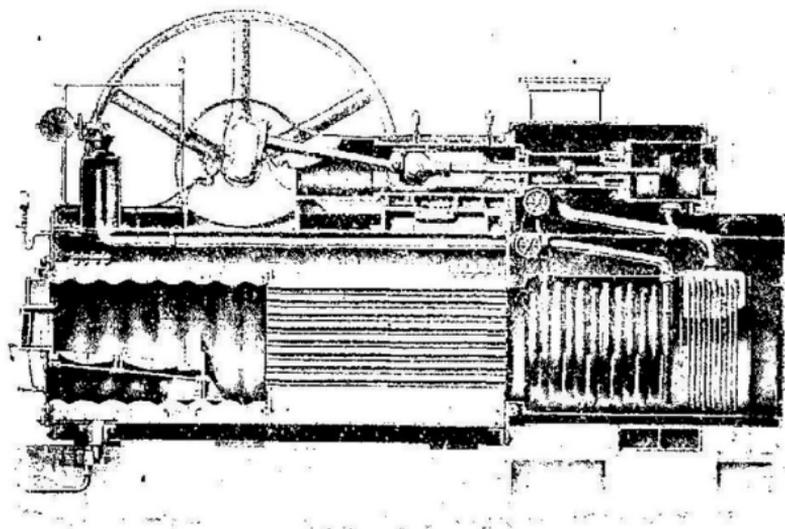
Фиг. 98.

В виду крупного значения локомотивов для СССР, имеющих широкое применение в мелкой промышленности и в будущем, при переходе к более интенсивным формам, — в сельском хозяйстве, на



Фиг. 99.

таблицах XV, XVI, XVII, XVIII и XIX приведены главные характеристики локомотивов различных систем и эксплуатационные данные. На **фиг. 99** дан общий вид наиболее типового для русских условий локомотива Ланца. **Фиг. 100** представляет разрез локомотива Волфа



Фиг. 100.

системы тандем, снабженного впрыскивающей конденсацией, с перегревателями для двойного перегрева пара, с выдвигающей трубчатой системой котла для удобства чистки.

В заключение на таблице XX и XXI приведены некоторые данные по паросиловым установкам, взятые из практики.

---

Таблица XV.

Одноцилиндровые локомобили с насыщенным паром, котлами паровозного типа и Ридеровским парораспределением.

Цилиндр.		Мощность в дейст. лощ. сил при нагр.			Число оборотов.	Маховик.		Поверхность нагрева котла в квадрат. метрах.	Площадь колосник. решетки в квадрат. метрах.	Давлен. пара в		Вес в пудах нетто.		Вес в пудах брутто.		Цена <sup>1)</sup> в руб. с ремеп. передач. к регул.		Цена <sup>1)</sup> в руб. с винтов. передач. к регул.		Толка оплак.	Дымов. труба.		Цена нефтяного отопления.	Расход пара в час на дейст. лощад. силу.	Угли 7500 кл.	Дров 3500 кл.	Гарант. расход топлива в час на дейст. лощад. силу.	
Диаметр в м.м.	Ход в м/м.	Нормальн.	Максим. продолж.	Максим. кратков.		Число маховиков	Диаметр.			Ширина.	Атмосф.	Футгах.	На колесо.	На подет.	На колесо.	На подет.	На колесо.	На подет.	На колесо.		На подет.	Цена в руб.						Высота дымов. трубы.
135	290	11	14	19	200	1	1250	150	7,5	0,36	10	157	230	190	240	200	2700	2500	2800	2600	65	—	18	10	110	13,00	1,51	3,85
145	310	13	18	22	190	1	1250	150	9,0	0,45	10	157	265	220	275	230	2850	2650	2950	2750	65	—	18	10	110	13,00	1,51	3,85
160	310	17	22	28	180	1	1400	160	10,8	0,48	10	157	290	245	300	255	3000	2800	3100	2900	70	—	18	11	110	12,7	1,48	3,78
180	330	20	27	33	170	1	1400	180	13	0,57	10	157	335	290	345	300	3300	3100	3400	3200	70	—	18	11	110	12,7	1,48	3,78
200	330	25	32	38	160	1	1500	180	15,5	0,61	10	157	370	320	380	330	3600	3400	3750	3550	80	140	19	12	110	12,4	1,45	3,72
220	350	30	37	46	153	1	1500	200	18,0	0,72	10	157	415	365	425	375	4000	3800	4156	3950	92	170	19	12	130	12,4	1,45	3,72
240	330	35	43	55	155	1	1700	200	21,5	0,76	10	157	460	410	470	420	4600	4400	4750	4550	92	170	19	13	130	12,2	1,43	3,68
260	380	40	50	65	150	1	1700	240	25,7	0,89	10	157	520	460	530	470	5350	5050	5500	5200	112	180	19	13	130	12,0	1,41	3,61
280	380	46	58	75	150	1	1700	280	29,9	0,95	10	157	570	505	580	575	6250	5950	6400	6100	112	180	20	15	130	12,0	1,41	3,61

<sup>1)</sup> Цены довозимые.

## ТАБЛИЦА XVI

**одноцилиндровые локомотивы с насыщенным паром и котлами паровозного типа.**

Т а б л и

Одноцилиндровые локомотивы с насыщенным

Цилиндр.		Мощность в действит. лошади. сил при нагрузке.			Число оборотов.	Маховик.		Доверхость нагрома котла в квадр. метр.	Площадь колосник. решетки в квадр. метр.	Давление пара в		
Диаметр в м/м.	Ход в м/м.	Нормальн.	Максим. продолж.	Максим. кратков.		Число маховиков.	Диаметр. м/м.			Ширина. м/м.	Атмосф.	Футгах.
145	310	13	17	20	190	1	1250	150	9,0	0,45	10	157
160	310	16	21	24	180	1	1400	160	10,8	0,48	10	157
180	330	20	25	29	170	1	1400	180	13,0	0,57	10	157
200	330	24	29	35	160	1	1500	180	15,5	0,61	10	157
220	350	28	34	43	155	1	1500	200	18,0	0,72	10	157
240	350	33	40	52	155	1	1700	200	21,5	0,76	10	157
260	380	38	46	61	150	1	1700	240	25,7	0,89	10	157
280	380	44	54	70	150	1	1700	280	29,9	0,95	10	157

Двухцилиндровые локомотивы с насыщенным

160	350	32	39	50	160	1	1700	200	21,5	0,76	10	157
180	380	38	47	61	150	1	1700	240	25,7	0,89	10	157
200	380	46	57	73	150	1	1700	280	29,9	0,95	10	157
220	420	58	70	90	145	2	1850	240	35,5	1,10	10	157

ц а XVI.

паром и котлами паровозного типа.

Вес в пудах нетто.		Вес в пудах брутто.		Цена в рублях.		Цена соломогон.	Топка онак.	Дымовая труба.		Цена нефтяного отопленин.	Расход пара в час на действит. лошади. силу.	Гарантир. расход топлива в час на действ. лошади. силу.	
На колос.	На подет.	На колос.	На подет.	На колос.	На подет.			Цена в руб.	Высота дымог. труб.			Цена за метр.	Угли 7500 к.
230	190	240	200	2500	2300	55	—	18	10	110	14,00	1,61	4,15
265	220	275	230	2650	2450	65	—	18	10	110	14,00	1,61	4,15
290	245	300	255	2800	2600	70	—	18	11	110	13,7	1,57	4,03
335	290	345	300	3100	2900	70	—	18	11	110	13,7	1,57	4,03
370	320	380	330	3400	3200	80	140	19	12	110	13,4	1,53	3,95
415	365	425	375	3800	3600	92	170	19	12	130	13,4	1,53	3,95
460	410	470	420	4400	4200	92	170	19	13	130	13,2	1,52	3,90
520	460	530	470	5100	4800	112	180	19	13	130	13,0	1,51	3,85
570	500	580	575	6000	5700	112	180	20	15	130	13,0	1,51	3,85

паром и котлами паровозного типа.

480	410	490	400	4700	4400	92	180	19	13	130	13,7	1,57	4,03
560	480	570	490	5650	5350	112	180	19	13	130	13,7	1,57	4,03
640	555	655	570	6800	6400	112	180	20	15	130	13,4	1,53	3,95
725	640	740	655	8100	7700	—	200	20	15	130	13,4	1,53	3,95

Т а б л и

Локомотивы компаунд с насыщенным паром,

Цилиндр.				Мощность в действит. лошади. сил при парг.				Маховик.				Давление пара в фунтах.	
Диаметр.		Ход м/м.						Число оборотов.	Диаметр.		Ширина м/м.		
Малого ди. м/м.	Большого ди. м/м.			Нормальн.	Максим. пролож.	Максим. кратков.	Число маховиков.		м/м.	м/м.			

С котлами паровозного

170	290	350	32	42	49	180	1	1700	200	21,5	0,76	10	157
190	330	380	40	50	62	180	1	1700	240	25,7	0,89	10	157
210	370	380	50	62	77	170	1	1700	280	29,9	0,95	10	157
230	410	420	63	77	93	170	2	1850	240	35,5	1,10	10	157

С выдвигной системой

170	290	350	28	37	43	160	1	1700	200	28,0	0,60	10	157
190	330	380	35	45	52	160	1	1700	240	33,6	0,60	10	157
210	370	380	42	52	62	150	1	1700	280	38,2	0,89	10	157
230	410	420	52	62	78	150	2	1850	240	44,1	0,89	10	157
250	450	420	68	80	95	150	2	1850	280	51,6	1,20	10	157
270	490	430	85	95	115	140	2	2000	300	56,6	1,20	10	157
290	530	460	96	110	140	140	2	2200	300	62,0	1,30	10	157

С выдвигной системой

170	290	350	32	43	48	160	1	1700	200	28,0	0,60	10	157
190	330	380	40	53	60	160	1	1700	240	33,6	0,60	10	157
210	370	380	50	63	72	150	1	1700	280	38,2	0,89	10	157
230	410	420	65	78	94	150	2	1850	240	44,1	0,89	10	157
250	450	420	80	95	115	150	2	1850	280	51,6	1,20	10	157
270	490	460	98	115	140	140	2	2000	300	56,6	1,20	10	157
290	530	460	110	135	165	140	2	2200	300	62	1,30	10	157

ца XVII.

с конденсацией и без конденсации.

Вес в пудах нетто.		Вес в пудах брутто.		Цена в рублях.		Дымовая труба.		Цена тонны опилками.	Цена пеллы. ополщени.	Цена добывающей тонки.	Расход пара в час на действ. лощ. сил.	Гарантиров. расход топлива в час на действ. лощ. сил.	
На колес.	На поскт.	На колес.	На поскт.	На колес.	На поскт.	Высота в метр.	Цена за метр.					Угля 7500 кал.	Дров 3500 кал.

типа без конденсации.

520	450	535	465	6000	5700	19	13	180	130	—	11,00	1,32	2,81
600	520	615	535	6900	6600	19	13	180	130	—	10,80	1,30	2,77
680	590	700	610	8200	7800	20	15	180	130	—	10,50	1,27	2,70
810	710	830	730	9600	9200	20	15	200	130	—	10,50	1,27	2,70

труб без конденсации.

—	535	—	590	—	6550	20	17	330	300	120	11,00	1,32	2,81
—	635	—	680	—	7800	20	17	330	300	120	10,80	1,30	2,77
—	730	—	785	—	8600	24	18	380	325	140	10,50	1,27	2,70
—	875	—	94	—	9700	24	18	380	325	140	10,50	1,27	2,70
—	1010	—	10	—	11000	26	19	430	375	170	10,30	1,25	2,66
—	1160	—	1230	—	12100	26	19	430	375	170	10,30	1,25	2,66
—	1315	—	1410	—	13300	28	20	500	425	200	10,10	1,22	2,60

труб и конденсацией.

—	590	—	630	—	7000	20	17	330	300	120	8,0	0,99	2,10
—	675	—	725	—	8300	20	17	330	300	120	8,0	0,99	2,10
—	775	—	840	—	9300	24	18	380	325	140	7,8	0,97	2,06
—	925	—	1000	—	10400	24	18	380	325	140	7,5	0,94	2,0
—	1080	—	1165	—	11800	26	19	430	375	170	7,5	0,94	2,0
—	1240	—	1330	—	13100	26	19	430	375	170	7,3	0,91	1,93
—	1415	—	1530	—	14400	28	20	500	425	200	7,3	0,91	1,93

Таблица XVIII.

Одноцилиндровые локомобили с перегревом пара.

Цилиндр.		Мощность в действ. лощ. сил при пагр.				Число оборотов.	Маховик.		Поверхность нагрев. котла вместе с пароперегреват. оп.	Плотность колос. решетки оп.	Давление пара в		Вес в нудях.		Цена в руб.	Дымовая труба.		Цена тонки опилками.	Цена нефтяного отоплениа.	Цена добавочной толки.	Расход пара в час на действ. лощ. силу.	Гарантиров. расход топлива в час на действ. лошад. силу.						
Диаметр в м/м.	Ход в м/м.	Нормальн.	Максим. продолж.	Максим. кратков.	Число маховиков.		Диаметр.	Ширина.			Давление		Вес			Высота в метрах.	Цена за метр.					Цена тонки опилками.	Цена нефтяного отоплениа.	Цена добавочной толки.	Расход пара в час на действ. лощ. силу.	Угли	Дров	
											7500 кал.	3500 кал.																
120	290	20	22	23	230	1	1250	150	11,5	0,50	12	189	430	460	3700	24	12	280	275	120	8,5	1,15	2,48					
140	290	26	30	34	230	1	1250	150	15,3	0,50	12	189	485	520	4750	24	12	280	277	120	8,5	1,15	2,48					
160	310	33	38	44	230	1	1400	160	20,0	0,65	12	189	550	590	5750	26	13	330	300	140	8,4	1,10	2,37					
180	330	42	48	55	220	1	1400	160	25,8	0,65	12	189	630	680	6800	26	13	330	300	140	8,4	1,10	2,37					
200	330	52	60	68	220	2	1500	180	31,5	0,75	12	189	735	790	8000	28	15	380	325	170	8,3	1,05	2,26					
220	350	64	73	83	220	2	1500	200	38,5	0,75	12	189	870	880	9100	28	15	380	325	170	8,3	1,05	2,26					
240	350	79	90	102	210	2	1500	200	46,0	1,00	12	189	915	980	10200	30	17	430	375	200	8,2	1,00	2,15					
260	380	88	110	122	210	2	1700	200	54,0	1,00	12	189	1010	1080	11400	30	17	430	375	200	8,2	1,00	2,15					

## **ТАБЛИЦА XIX**

**локомотивы компаунд с перегревом пара без  
конденсации.**

Т а б л и

Локомотивы компаунд с пере

Цилиндр.			Мощность в действит. лошади. сил при нагрузке.			Число оборотов.	Маховик.		Поверхность нагрева, когда вместе с паром регриват. фт.	Площадь колосников. решетки фт.	
Диаметр малого цилиндра. м/м.	Диаметр большого цилиндра. м/м.	Ход м/м.	Нормальн.	Максим. продолж.	Максим. кратков.		Число маховиков.	Диаметр.			
								м/м.			м/м.
150	270	340	34	45	54	220	2	1700	200	23,00	0,65
160	290	350	43	52	62	220	2	1700	240	30,00	0,65
170	310	360	52	62	74	210	2	1850	240	36,00	0,75
190	340	380	68	78	90	210	2	1850	280	44,00	0,75
210	370	400	85	97	112	200	2	2000	300	52,00	1,0
230	410	420	102	118	133	200	2	2000	300	64,00	1,0
250	450	440	122	148	165	190	2	2200	300	86,00	1,2
270	490	460	155	185	215	190	2	2200	320	94,00	1,5
290	530	490	185	225	265	180	2	2400	350	112,00	1,8
320	580	520	225	275	325	180	2	2400	380	134,00	2,0

Локомотивы компаунд с пере

150	270	340	43	55	65	220	2	1700	200	23,0	0,65
160	290	350	52	65	75	220	2	1700	240	30,0	0,65
170	310	360	65	80	92	210	2	1850	240	36,0	0,75
190	340	380	80	100	115	210	2	1850	280	44,0	0,75
210	370	400	100	125	140	200	2	2000	300	52,0	1,0
230	410	420	123	180	185	200	2	2000	300	64,0	1,0
250	450	440	150	185	205	190	2	2200	300	76,0	1,2
270	490	460	200	240	265	190	2	2200	320	94,0	1,5
290	530	490	240	290	330	180	2	2400	350	112,0	1,8
320	580	520	300	350	400	180	2	2400	380	134,0	2,0

ца XIX.

гревом пара без конденсации.

Давление пара в		Вес в пудах.		Цена в рублях.	Дымовая труба.		Цена топки опилками.	Цена нефти, отопление.	Цена добавочн. топки.	Расход пара в час на действит. лощ. силу.	Гарантиров. расход топлива в час на действит. лощ. силу.	
Атмосф.	Футах.	Нетто.	Брутто.		Высота в метр.	Цена за метр.					Угли 7500 кал.	Дров 5500 кал.
12	189	735	800	8000	26	13	330	275	120	7,8	0,93	2,0
12	189	830	900	9000	26	13	330	275	120	7,8	0,93	2,0
12	189	915	990	10300	28	15	380	300	140	7,6	0,91	1,95
12	189	1010	1090	11800	28	15	380	300	140	7,6	0,91	1,95
12	189	1130	1220	13800	30	17	430	325	170	7,4	0,90	1,92
12	189	1250	1340	15500	30	17	430	325	170	7,4	0,90	1,92
12	189	1365	1480	17600	32	18	500	375	200	7,2	0,89	1,90
12	189	1850	1980	20800	35	19	500	375	200	7,2	0,89	1,90
12	189	2140	2270	25300	38	20	600	425	240	7,0	0,88	1,89
12	189	2550	2700	30650	38	21	600	425	240	7,0	0,88	1,89

гревом пара и конденсацией.

12	189	800	875	8500	26	13	330	275	120	6,1	0,74	1,60
12	189	900	980	9500	26	13	330	275	120	6,1	0,74	1,60
12	139	990	1080	10800	28	15	380	300	140	6,0	0,71	1,52
12	189	1100	1200	12600	28	15	380	300	140	6,0	0,71	1,52
12	189	1220	1330	14600	30	17	430	325	170	5,9	0,68	1,46
12	189	1340	1450	16300	30	17	430	325	170	5,9	0,68	1,46
12	189	1460	1600	18600	32	18	500	375	200	5,8	0,65	1,41
12	189	2000	2170	21800	35	19	500	375	200	5,8	0,66	1,41
12	189	2290	2460	26500	38	20	600	425	240	5,7	0,64	1,37
12	189	2750	2950	32150	38	21	600	425	240	5,7	0,64	1,37

Таллица XX.

Заводские технические данные по паровым машинам с использованием пара из ресивера.

		Буавьер.	Эльвас.	Эсслин. Кув.	Герлиц.	Амперслаб.	Боранг.	Ганнов.	Амперслер.	Брейфф. и Данов.
		№ 1.	№ 2.	№ 3.	№ 4.	№ 5.	№ 6.	№ 7.	№ 8.	№ 9.
1	} Тип . . . . .	гориз.	гориз.	гориз.	гориз.	гориз.	верт.	гориз.	гориз.	гориз.
2		танг.	танг.	танг.	танг.	танг.	ком.	танг.	танг.	танг.
3	Диаметр Ц. В. Д. . . . . мм.	400	350	400	450	400	420	400	350	360
4	„ Ц. П. Д. . . . .	650	600	650	550	400	620	545	450	600
5	Ход поршня . . . . .	650	700	650	700	700	450	600	700	700
6	Число оборотов в минуту . . . . .	150	150.	167	150	150	250	160	150	150
7	Температура пара перед вентиля. . . . . С°	325	300	300	300	300	300	300	300	300
8	Давление пара перед вентиляем. . . . . ат.	16	16	16	16	16	16	16	16	16
9	Давление пара отводимого. . . . .	4,5	4,5—5,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5	4,5
10	Ц. Н. Д. . . . .	прямот.	—	—	прямот.	прямот.	—	—	прям.	—
11	Конденсатор . . . . .	вприс.	Пов. 60 м <sup>2</sup>	вприс.	вприс.	вприс.	вприс.	вприс.	вприс.	вприс.
12	Воздушный насос. . . . .	гориз.	верт.	верт.	верт.	верт.	верт.	верт.	верт.	верт.
13	Привод воздушного насоса от. . . . .	нальпа кривош.	крив.	крив.	штока	крив.	крив.	крив.	крив.	крив.
14	Приспособление для измененпя от руки во время хода числа обо- ротов . . . . .	± 5%	—	—	± 5%	± 5%	± 5%	± 5%	± 5%	—
15	Тахометр . . . . .	есть	—	—	—	—	есть	—	—	—
16	Температура охлад. воды . . . . . С°	—	15	—	15	12	15	12—15	12	15
17	Неравномерность хода I: . . . . .	250	150	250	250	250	250	250	250	250
18	$GD^2 = \text{тн. м}^2$ . . . . .	104	29	—	85	44,5	13	55	45	60
19	Регулиров. опережения выпуска пара у Ц. В. Д. . . . .	—	—	—	std 5	—	—	—	—	—
20	Рама. . . . .	Вильч.	штык.	Вильч.	штык.	штык.	—	Вильч.	штык.	штык.
21	Отношение (квадр. диам.) площадей Ц. П. Д и Ц. В. Д. . . . .	2,63	2,93	2,63	1,49	1,00	2,17	1,85	1,65	2,78

Таблица XXI.

Коммерческие данные по паровым машинам с использованием пара.

		Бульвер.	Эльзас.	Эсслин, Куг.	Герлин.	Амерсгаб	Борнг.	Гаптовер	Амрсл.	Брейтф. и Данек.
		№ 1.	№ 2.	№ 3.	№ 4.	№ 5.	№ 6.	№ 7.	№ 8.	№ 9.
1	Стоимость машины ст. Москва . . . . .	руб. 30275	19100	19400	26850	20900	17850	23800	20900	24600
2	» конденсатора ст. Москва . . . . .	—	5400	—	—	—	—	—	—	—
3	» добавочных частей ст. Москва . . . . .	—	700	—	—	—	—	520	—	700
4	Мотор для циркуляции насоса . . . . .	—	500	—	—	—	—	—	—	—
5	Регулятор давления ресивер. пара . . . . .	вкл.	вкл.	2600	вкл.	750	вкл.	2470	750	вкл.
6	Добавочный клапан для свеж. пара . . . . .	вкл.	вкл.	—	вкл.	90	275	вкл.	90	вкл.
7	Фундаментные болты, плиты . . . . .	200	вкл.	вкл.	вкл.	200	вкл.	200	200	вкл.
8	Водоотделитель и конденсац. горлок. . . . .	100	100	100	вкл.	100	100	100	100	100
9	Изоляция цилиндра и трубопров. . . . .	60	вкл.	вкл.	вкл.	60	60	60	60	60
10	Приспособления для индикаторов. . . . .	вкл.	вкл.	60	вкл.	60	60	60	60	60
11	Индикаторные краны. . . . .	вкл.	вкл.	40	40	40	40	40	40	40
12	Ограждение вокруг генератора . . . . .	150	вкл.	150	вкл.	150	150	150	150	150
13	Приспособления для пуска в ход . . . . .	60	60	вкл.	вкл.	вкл.	вкл.	60	вкл.	вкл.
14	Тахометры . . . . .	вкл.	160	160	160	160	вкл.	вкл.	160	160
	Стоимость для сравнения . . . . .	30845	26020	22510	27010	22510	18535	27460	22510	25870
	Максимальная длител. мощность PSo . . . . .	540	365	450	500	550	450	500	550	548
	Рубль/P. So. . . . .	57,0	68,8	50,2	54,1	41,0	41,2	54,8	41,0	47,3
	Вес в тн. . . . .	30,7	25,3	25,1	31,0	27,9	21,0	33,8	27,9	26,8
	Цена за 1 тн. 1000 руб./тн. . . . .	1,00	1,03	0,90	0,87	0,81	0,88	0,81	0,81	0,96
	Вес 1 P. Se в kg. Kg/PSe . . . . .	56,8	69,2	55,8	62,0	50,8	46,6	67,0	50,8	49,0

Для предварительной, грубой оценки индикаторной мощности паровой машины при известных: диаметрах цилиндров, ходе и числе оборотов—необходимо знать или оценить внутреннюю характеристику напряженности процесса—среднее индикаторное давление (для машин многократного расширения—приведенное среднее индикаторное давление). Значения средних величин  $P_i$  приведены на XXII таблице. Эти данные могут служить для ориентировочных определений индикаторной мощности паровых машин.

Т А Б Л И Ц А XXII.

Средние значения сред. индик. давл.  $P_i$  в  $kg/cm^2$  ( $At$ ) для паромашин с конденсацией.

## А. Машины одиночного расширения.

Отсечка $\varepsilon$ .	0,4	0,33	0,30	0,25	0,20	0,15	0,125	0,10
Средн. 6 .....	4,2	3,8	3,7	3,3	2,9	2,5	2,2	1,9
Давл. 7 .....	5,0	4,5	4,3	3,9	3,4	2,9	2,6	2,3
Впуска 8 .....	5,7	5,2	4,9	4,5	4,0	3,4	3,0	2,7
$At$ 9 .....	6,5	5,9	5,6	5,1	4,5	3,8	3,4	3,0
10 .....	7,3	6,7	6,4	6,0	5,0	4,2	3,8	3,4

## Б. Машины двойного расширения.

Отсечка $\varepsilon$ .	0,2	0,15	0,125	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04
Средн. 7 .....	3,2	2,6	2,3	2,0	1,7	1,4	1,2	1,0
Давл. 8 .....	3,6	3,0	2,7	2,3	2,0	1,6	1,4	1,2
Впуска 9 .....	4,0	3,4	3,0	2,6	2,3	1,8	1,6	1,4
$At$ 10 .....	4,5	3,8	3,4	2,9	2,5	2,0	1,8	1,6
11 .....	5,0	4,2	3,8	3,2	2,7	2,2	2,0	1,8

## В. Машины тройного расширения.

Отсечка $\varepsilon$ .	0,10	0,08	0,06	0,05	0,04	0,035	0,03	0,025
Средн. 11 .....	3,0	2,6	2,1	1,9	1,6	1,5	1,3	1,2
Давл. 12 .....	3,3	2,8	2,3	2,0	1,8	1,6	1,4	1,3
Впуска 13 .....	3,6	3,1	2,5	2,2	1,9	1,7	1,5	1,4
$At$ 14 .....	3,8	3,3	2,7	2,4	2,0	1,8	1,6	1,5
15 .....	4,0	3,5	2,9	2,6	2,1	1,9	1,7	1,6

Отсечка  $\varepsilon$  (степень наполнения) для машин двойного и тройного расширения приводится к цилиндру низкого давления (отнесенная редуцирующая отсечка).