

621.1  
С 50

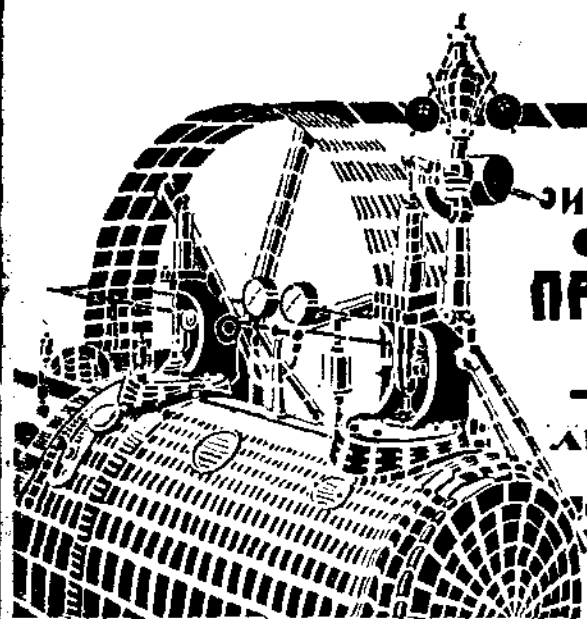
ДЕ

**ТЕХНИКА ТЕХНИКИ  
ЗА ГРАНИЦЕЙ**

# **СМЕШАННОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛА**

**СБОРНИК СТАТЕЙ**

**под ред. Н. Э. ЛЮБАРСКОГО**



**ИЗДАТЕЛЬСТВО  
СЕВ.-ЗАП.  
ПРОМБЮРО  
В.С.Н.Х.**

**ЛЕНИНГРАД  
1926**

*Г. Грезнев*

6211

Пр. 193

2003

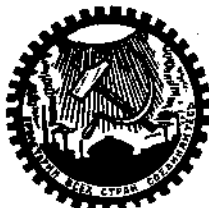
C50

503

# СМЕШАННОЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛА

Сборник статей под редакцией И. Э. Любарского

ПОСТАВЛЕНО



РЕСПУБЛИКАНСКАЯ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ  
БИБЛИОТЕКА

ИЗДАТЕЛЬСТВО СЕВ.-ЗАП. ПРОМБЮРО ВСНХ

ЛЕНИНГРАД, 1926 г.

Умб. 2431 1282217

8009



ТИПОГРАФИЯ  
**«СВЕТОЧ»**  
ИЗД-ВА СЕВ-ЗАП.  
ПРОМЫСЛО ВСНХ  
Б. ПИШКАРСКАЯ 14 И  
ЛЕНИНГРАД

ЛЕНИНГРАДСКИЙ ГУБЛИТ  
ИЗДАТЕЛЬСТВО  
1941

## ПРЕДИСЛОВИЕ.

Чрезвычайные успехи паротехники за последние годы принесли с собой весьма глубокие изменения в теплосиловом хозяйстве, как индивидуальном, так и групповом, районном. Прежняя силовая станция стала не только агрегатом для превращения тепловой энергии в механическую или электрическую, она теперь становится именно «теплосиловой» станцией, комбинатом, построенным на точном соответствии тепловых и силовых потребностей предприятий. Самый паровой двигатель получает значение при этом не столько машины, в которой завершается процесс превращения энергии пара в энергию механическую, сколько аппарата для «отгонки» этой энергии из общего теплового потока. Не даром таким образом добываемая сила носит часто название «побочного продукта» энергетического производства.

Вопрос о промышленном использовании такого комбината является одним из основных в новом теплосиловом хозяйстве. Он стоит и над группировкой разнообразных потребителей тепла и силы, и вообще над сбытом избыточной энергии. Последняя задача является особенно острой в Зап. Европе, где конкуренция районных электрических станций или мощных центральных ставит препятствия быстрому развитию теплосиловых станций с их дешевой энергией. Наши условия избавлены от такого противоречия между частными хозяйственными интересами отдельных станций. И наши станции общественного пользования и кое-где сооруже-

мые заводские теплосиловые станции относятся к предприятиям одного и того же государственного типа. Поэтому у нас правовые условия благоприятствуют совместной работе тех и других на общую сеть, что может служить только на пользу характеру нагрузки районных центральных и обеспечить сбыт энергии теплосиловых блок-станций.

Предлагаемые далее вниманию читателя статьи хорошо освещают эту общественно-организационную сторону вопроса, подходя к ней с точки зрения теплотехнического анализа работы новых станций. Написанные видными специалистами в этой области, статьи эти дают ясно формулируемые положения для оценки новых достижений. Статья проф. Пауэра («Die Wärme», 1924 г. №№ 27 и 28) касается главным образом методов рационального использования отработанного и ответвленного пара. Проф. Эберле (Vdi 1924 г. № 39) дает при этом значительный материал по оценке применения пара высокого давления и по влиянию такого использования на преобразование теплосилового хозяйства. Наконец, проф. Церковиц (Vdi 1924 г. №№ 7, 39 и 42), углубляя термодинамические основания нового метода производства энергии, центр тяжести своего исследования переносит на связанные с этими методами конструктивные идеи турбиностроения.

Недостаточно ясные представления, господствующие еще в наших широких технических кругах о принципах нового направления в теплотехнике, позволяют рассчитывать на своевременность появления на русском языке предлагаемых исследований.

*И. Любарский.*

# Основы рационального использования отработанного и ответвленного пара.

Проф. Пауэр, Дрезден.

В тепловом хозяйстве улучшения по большей части вводят таким образом, что определяют потери отдельных частей установки планомерным надзором за ней и стараются уменьшить их соответствующими мерами до минимальной величины. Особенно область генерирования пара дает возможность для полезной работы в этом направлении. Не меньшее значение имеет применение тепла, и здесь часто переустройство установки при помощи простых и дешевых мероприятий может дать значительную экономию. В данном исследовании будут описаны установки с применением пара, в которых, кроме целей получения силы, пар низкой температуры применяется для нагревания, варки, сушки, выпаривания, дистилляции. Необходимый для этой цели пар в дальнейшем для краткости будем называть „производственным“ паром. В различных исследованиях уже доказано, что в определенных случаях достигнута значительная экономия, когда вместо смятого в особом клапане свежего пара применялся отработанный пар. Но в широких кругах еще не достаточно известно, при каких обстоятельствах такая замена уместна и от чего зависит величина экономии.

## I. Термические основания.

В первую очередь следует указать, что во всех теплосиловых установках наравне с давлением производственного пара основное значение имеет для выбора устройства отношение между потребностью в производственном паре и потребностью в силовой энергии. Предположим, что потребная мощность установки равна  $N_i$  лощ. сил и что, кроме того, потребная в производственном паре равна  $D_k$  кг в час.

# 1. Установка с двигателем, отдающим исключительно силовую энергию, и применение пониженного в дроссельклапане острого пара для нагревательных целей.

К силовому двигателю подводится пар давления соответственных котлов, и двигатель утилизирует его при возможно большем перепаде тепла, т. е. наиболее целесообразно при применении конденсатора. Для получения одной инд. лощ. силы в час необходимо количество тепла, равное  $d_i$  кг., величина которого может быть рассчитана из известной формулы  $d_i = \left( \frac{632}{i_a - i_o \eta_p} \right)$ . При этом  $i_a - i_o$  есть адиабатический перепад тепла между начальным и конечным давлением в машине, который в случае известности этих давлений может быть взят из энтропийной диаграммы  $i_s$ ;  $\eta_p$  — индикаторный коэффициент полезного действия, зависящий от машины и ее работы и определяемый или на основе данных практики, или — при исполненной машине — опытным путем.

Если острый пар имеет теплосодержание в  $i_a$  кал. на кг., то потребность в тепле для генерирования 1 инд. лощ. силы-часа в такой „нормальной силовой машине“ равна  $q_n = d_i \cdot i_a$  кал. на инд. силу-час. Кроме того, расходуются в час  $D_h$  кг. производственного пара с содержанием тепла в  $i_h$  кал. на кг. Тогда  $Q_h = D_h \cdot i_h$  — часовой расход производственного пара. Следовательно, потребность тепла для всей установки  $Q_1$  состоит из суммы потребности тепла для силового двигателя и потребности тепла для целей нагревания и в целом составляет  $Q_1 = N_i \cdot q_n + Q_h$ .

Для того, чтобы освободиться при дальнейших исследованиях от величины установки, надо отнести все элементы потребления к мощности, соответствующей одной индикаторной лошадиной силе, т. е. разделить уравнение на  $N_i$ ; тогда мы имеем  $q_1 = q_n + q_h$ . При этом  $q_1$  — удельный расход тепла в установке,  $q_h$  — удельный расход тепла для нагревательных целей.

Из тепла, подведенного к силовому двигателю, только часть, соответствующая тепловой мере мощности, т. е. 632 кал. на лощ. силу-час, превращается в работу, между тем как весь остаток — если пренебречь для простоты потерями на излучение, составляющими лишь малую величину — вновь появляется в отработанном паре и передается в конденсаторе охлаждающей воде. Таким образом удельный расход отработанного тепла для силового двигателя  $q_o = q_n - 632$  кал. на 1 лощ. силочас.

*Пример для случая 7.* Машина приводится в движение паром при давлении в 14 абс. атм. и температуре в 300° Ц. Теплосодержание острого пара  $i_a = 730$  кал./кг. Давление в конденсаторе предпо-

лагается равным 0,2 атм. Таким образом по энтропийной диаграмме  $i$ - $s$  адиабатический перепад тепла равен 179 кал./кг. Если принять индикаторный коэффициент полезного действия силового двигателя  $\eta_{\text{инд}} = 0,7$ , то его удельный расход тепла  $q_h = \frac{632 \cdot 730}{179 \cdot 0,7} = 3680$  кал. на инд. лощ. силу в час. Так как 632 калор. превращаются в работу, то отработанный пар содержит  $3680 - 632 = 3048$  кал. на инд. лощ. силу в час. При этом его теплоемкость уменьшилось с 730 кал. до  $730 - 0,7 \cdot 179 = 605$  кал./кг. При мощности  $N_i = 200$  инд. лощ. сил и часовом расходе тепла на цели нагревания  $Q_h = 400.000$  кал., удельное потребление производственного тепла  $q_h = \frac{400000}{200} = 2000$  кал. на инд. лощ. силу в час. Если покрывать этот расход редуцированным острым паром, то его потребуется  $\frac{2000}{730} = 2,74$  кг. на инд. лощ. силу в час. Удельный расход тепла для установки  $q_1 = 3680 + q_h$  или при  $q_h = 2000$   $q_1 = 5680$ . Из этого количества 3048 кал. расходуются в конденсаторе, т. е. без утилизации.

## 2. Установка с использованием пара конденсаторного давления.

Много экономичнее становится расход тепла установки, если необходимая температура производственного пара равна или меньше, чем таковая отработанного пара силовой машины, так что отработанный пар может быть применен для целей нагревания. Это имеет место в целом ряде случаев. Пар конденсаторного давления применяется для дистилляции, выпаривания, а в последнее время часто и для отопления помещений; если же имеется потребность в теплой воде, то для этого может быть утилизирована охлаждающая вода конденсатора, которая в случае необходимости может быть доведена до высшей температуры при помощи острого или отработанного пара. При выполнении предположения относительно достаточной температуры отработанного пара можно иметь при его применении два случая:

а) Начальное количество тепла  $q_0$  больше, чем потребное количество тепла для целей нагревания (производственное тепло)  $q_h$ . Тогда отпадает, в противоположность установке 1-ой, общий расход, необходимый в целях генерирования тепла для нагревания; удельное потребление тепла для всей установки в этом случае равно  $q_{2a} = q_n$ , и экономия против случая 1-го равна  $e'_{2a} = (q_n + q_h) - q_n = q_h$ , или всему количеству тепла для нагревания.

б) Когда потребление тепла для нагревания  $q_h$  больше, чем тепло отработанного пара  $q_0 = q_n - 632$ , то разница  $q_1$  должна быть прибав-



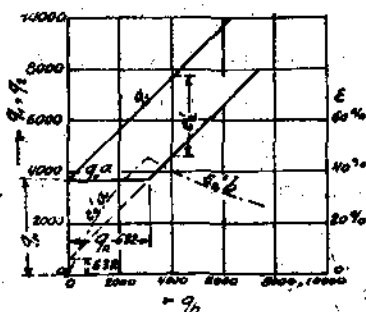
влена в виде редуцированного острого пара. Потребление тепла установки тогда равно:

$$q_{2a} = q_n + [q_h - (q_n - 632)] = q_h + 632$$

и экономия  $\epsilon'_{2a} = (q_n + q_h) - (q_h + 632) = q_n - 632$ .

Здесь экономия таким образом независима от величины удельного потребления тепла для нагревания и равна всему — теряемому в случае

1-м в конденсаторе — количеству тепла. На фиг. 1 изображено потребление тепла в установках 1 и 2 в зависимости от потребления производственного тепла. Отрезок ординат  $\epsilon'_2$ , лежащий между кривыми  $q_1$  и  $q_2$ , изображает полученную экономию. Кроме того нанесена кривая  $\epsilon'_2$ , которая показывает в % относительную экономию против установки случая 1-го, т. е. значение  $\epsilon'_2 = \frac{\epsilon'_2 \cdot 100}{q_1}$ . Все диаграммы нанесены в масштабе для выбранного примера.



Фиг. 1. Использование отработанного пара.

*Примеры для случаев 2a и 2b.* Данные для острого пара те же, как для случая 1-го. Пределы приложения случая 2a распространяются для  $q_h < q_o < 3680 - 632 = 3048$  кал. на инд. лощ. силу в час. Для  $q_h = 2000$  кал. на инд. лощ. силу в час экономия  $\epsilon'_{2a} = 5680 - 3680 = 2000$  кал./л. с.-час или  $\epsilon'_{2a} = \frac{2000 \cdot 100}{5680} = 35,2\%$ . Наибольшая экономия получается для  $q_h = q_o = 3048$  кал. на инд. лощ. силу в час, и ее относительное значение равно  $\frac{3048 \cdot 100}{6728} = 45,4\%$  общего расхода всей установки 1-й. При дальнейшем росте  $q_h$  (случай 2b) экономия  $\epsilon'_{2b}$  остается величиной постоянной и равной  $q_o = 3048$  кал. на инд. лощ. силу в час. Относительная же экономия, наоборот, уменьшается, т. е. расход тепла установки 1 увеличивается; напр., для

$$q_h = 5000 \quad \epsilon'_{2b} = \frac{3048 \cdot 100}{3680 + 5000} = 35\%.$$

Т. е. теплосодержание отработанного пара, как рассчитано в примере 1-м, меньше, чем редуцированного острого пара, то для одинакового количества производственного пара потребуется большее количество отработанного, чем острого пара. Для  $q_h = 2000$  потребуется, напр.,  $\frac{2600}{605} = 3,31$  кг. отработанного вместо 2,74 кг. острого пара.

### 3. Установка с одним силовым двигателем для ухудшенного вакуума или увеличенного противодействия (установка с чистым противодействием).

Если температура отработанного пара нормальной силовой машины меньше, чем потребная для производственного пара, и если последняя с увеличением поверхности нагрева не поддается уменьшению, то температура отработанного пара должна быть повышена тем, что ухудшают разрежение, работают с выхлопом или переходят к работе с противодействием. Расход тепла для машины с противодействием

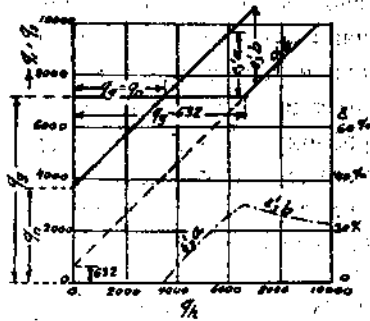
$$q_g = \frac{632 \cdot t_a}{(t_a - t_g) \cdot \gamma_g}$$

будет выше, чем для обыкновенного силового двигателя с полным по возможности использованием перепада тепла. Для расхода тепла в установке с противодействием  $q_g$  опять получаются два случая, смотря по тому, будет ли теплота отработанного пара больше или меньше, чем необходимая теплота производственного пара.

а) Для  $q_h < q_g - 632$ :  $q_{за} = q_g$ , и экономия равна  $e'_{за} = (q_n + q_h) - q_g$ . Экономия отрицательна, поскольку расход тепла меньше, чем разница в расходе машины с противодействием и обыкновенной машины. Если  $q_h$  достигает величины отдаваемого машиной с противодействием тепла в отработанном паре  $q_g - 632$ , то экономия не зависит от величины противодействия и равна  $q_n - 632$ ; она достигает той же величины, как в случае 2.

б) При добавлении острого пара только что исчисленные величины остаются в их абсолютном значении постоянными, относительная же экономия в зависимости от увеличения количества добавляемого острого пара уменьшается (фиг. 2).

Таким образом машина с противодействием применима, начиная от определенной величины минимального содержания производственного тепла, и как только ее тепло, содержащееся в отработанном паре, будет израсходовано, она становится термически равноценной случаю 2-му; практически же она будет экономнее, т. к. при более высокой температуре производственного тепла поверхности нагрева потребителей тепла будут меньше и поэтому обойдутся дешевле.



Фиг. 2. Установка с чистым противодействием.

*Пример для случая 3-ю.* Противодействие увеличивается до 3 абс. атмосфер. Тогда располагаемый адиабатический перепад тепла равен 79 кал. на кг., и при индикаторном коэффициенте полезного действия машины с противодействием  $\eta_s = 0,82$  ее удельный расход тепла  $q_s = \frac{632 \cdot 790}{79 \cdot 0,82} = 7140$  кал. на инд. лощ. силу час. Экономия при этом устройства получается лишь для потребности в производственном паре  $q_h > (q_s - q_n) > (7140 - 3680) = 3460$  кал. на инд. лощ. силу в час. Максимальная экономия  $e'_s$  получается для  $q_h = 7140 - 632 = 6508$  и равняется  $(3680 + 6508) - 7140 = 3048$  кал. на инд. лощ. силу в час (т. е. как и в случае 2-м) или  $\frac{3048 \cdot 100}{3680 + 6508} = 30,0\%$ . Чем выше противодействие или, вернее, удельный расход пара в машине с противодействием, тем ниже относительная экономия.

#### 4. Установка с противодействием компаунд.

Недостаток машины с чистым противодействием состоит в том, что при малой потребности производственного пара отработанный пар с давлением, еще пригодным для работы, остается неиспользованным. Можно этого избежать, если заставить работать машину с противодействием параллельно с нормальной паровой машиной. Необходимую общую мощность распределяют таким образом между обеими машинами, чтобы тепло отработанного пара машины с противодействием равнялось потребному производственному теплу. Предполагая, что мощность нормальной силовой машины, работающей дополнительно, равна  $N_n$  и ее расход тепла  $q'_n$ , получаем для общей мощности, равной 1 инд. лощ. сила, условия:

$N_s + N_n = 1$  и  $N_s (q_s - 632) = q_h$  (тепло отработанного пара = производственному теплу).

Из этих двух уравнений можно исчислить, что

$$N_s = \frac{q_h}{q_s - 632} \text{ и } N_n = \frac{q_s - 632 - q_h}{q_s - 632}$$

Отсюда видно, что мощности обеих машин изменяются пропорционально необходимому производственному теплу. Если  $q_h = 0$ , то нормальная силовая машина принимает на себя всю мощность; если  $q_h = q_s - 632$ , т. е. удельная потребность производственного тепла равна удельному теплу отработанного пара машины с противодействием, то вся мощность получается от машины с противодействием.

Расход тепла  $q_4$  такой установки равен сумме расходов для обеих машин. Таким образом получаем:

$$q_4 = N_g \cdot q_g + N_n \cdot q'_n = \frac{q_n}{q_g - 632} \cdot q_g + \frac{q_g - 632 - q_n}{q_g - 632} \cdot q'_n = \\ = \frac{q_n(q_g - q'_n) + q'_n(q_g - 632)}{q_g - 632} = q'_n + q_n \cdot \frac{q_g - q'_n}{q_g - 632}$$

При такой установке расход тепла при  $q_n = 0$  равняется потреблению нормальной машины, далее он растет пропорционально увеличению потребности тепла и достигает при  $q_n = q_g - 632$  расхода машины с чистым противодействием. Экономия по сравнению с отдельной установкой для производственного пара равна

$$e'_4 = q_n + q_n - q'_n - q_n \cdot \frac{q_g - q'_n}{q_g - 632} = (q_n - q'_n) + q_n \cdot \frac{q'_n - 632}{q_g - 632}$$

Если примененная, как дополнительный силовой двигатель, машина имеет тот же расход тепла, как машина в случае 1-м ( $q'_n = q_n$ ), то получается простое соотношение  $e'_4 = q_n \frac{q_n - 632}{q_g - 632}$ .

Это устройство даст для всех значений  $q_n$  экономию по сравнению с отдельной установкой для производственного пара, а для  $q_n = q_g - 632$  и экономию против установки с чистым противодействием (фиг. 3).

*Пример для случая 4.* При  $q_g = 7410$  (соотношение, как в случае 3-м),  $q'_n = q_n = 3680$  (как в случае 1-м),

$$q_4 = 3680 + \frac{3460}{6508} \cdot q_n = 3680 + 0,531 \cdot q_n \text{ и } e'_4 = \frac{3048}{6508} \cdot q_n = 0,469 \cdot q_n.$$

Значит получается при  $q_n = 2000$   $e'_4 = 0,469 \cdot 2000 = 938$  кал. на инд. лош. силу в час или  $e'_4 = \frac{938}{5880} = 16,5\%$ , между тем как машина с противодействием давала экономию лишь при  $q_n > 3460$  кал. на инд. лош. силу в час.

## 5. Машина с ответвлением пара.

Указанные в случае 4 выгоды можно получить и так, что сначала заставляют все количество пара работать в части высокого давления (удельное потребление тепла  $q_H$ ), потом ответвляют потребное количество производственного пара, и остаток пара используют в ступени низкого давления (удельное потребление тепла  $q_N$ ). Распределение тепла на часть высокого и низкого давления получается из условия, чтобы обе части вместе доставляли потребную мощность в 1 инд. лош. силу в час и чтобы потребление тепла частью низкого давления

равнялось теплу отработанного пара от части высокого давления, уменьшенному на ответвленное производственное тепло. Эти условия выражаются следующими уравнениями:

$$N_{iH} + N_{iN} = 1 \text{ и } N_{iH} (q_H - 632) = q_k + N_{iH} \cdot q_N$$

Отсюда получается мощность цилиндра высокого давления

$$N_{iH} = \frac{q_k + q_N}{q_H - 632 + q_N}$$

и потребление тепла установкой равно

$$q_b = N_{iH} \cdot q_H = \frac{q_k + q_N}{q_H + q_N - 632} \cdot q_H$$

При полном использовании отработанного пара части высокого давления, т. е. при  $q_k = q_H - 632$ ,  $q_b = q_H$ ; одним словом, получаются те же соотношения, как при установке 4-й, если использованный в части высокого давления перепад тепла равен таковому с противодействием.

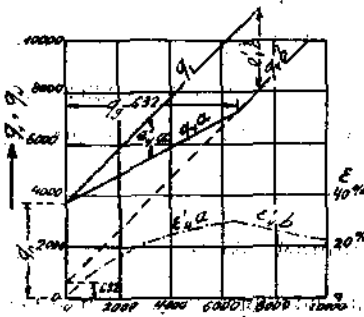
Посредством некоторых пересчетов можно доказать, что при

$$q_k = 0 \quad q_b = \frac{q_N \cdot q_H}{q_H + q_N - 632}$$

т. е. идентичен с расходом тепла, который имеет нормальная машина, если использованный в ней перепад тепла равен сумме использованных в случае 5-м перепадов в частях высокого и низкого давления. Значит, при этих предположениях случаи 4 и 5 на всем их протяжении их рабочих пределов равнозначущи (фиг. 3).

*Пример для случая 5.* Примем, что потребление тепла частью высокого давления машины с ответвлением пара  $q_H$  равно таковому машины с противодействием  $q_g$ , т. е. составляет 7140 кал. на инд. лощ. силу в час ( $i_a - i_g = 79$  кал. на кг.,  $\eta_H = 0,82$ ); тогда располагаемый в части низкого давления адиабатический перепад тепла

равен — при конденсаторном давлении  $p_c = 0,2$  — 100 кал. на кг. Пусть индикаторный коэффициент полезного действия  $\eta_N = 0,58$ . Тогда полный использованный перепад тепла равен  $0,82 \cdot 79 + 0,58 \cdot 100 = 123$  кал.



Фиг. 3. Установка с противодействием компаунд и с ответвлением пара.

на кг. вместо  $0,70 \cdot 179 = 125$  кал. на кг., как принято для нормальной силовой машины. Значение, которое получается для чистой силовой машины, может быть достигнуто у машины с ответвлением пара при работе без ответвления только в том случае, если обусловленное давлением производственного пара подразделение перепада тепла случайно соответствует также и термическим запросам, которые являются рентабельными для подразделения нормальной силовой машины на компаундированную установку. Теплосодержание ресиверного пара равно таковому производственного пара и равняется  $730 - 0,82 \cdot 79 = 665$  кал. на кг. Тогда расход тепла частью низкого давления  $q_N = \frac{632 \cdot 665}{58} = 7250$  кал. на инд. л. с. — час. Следовательно,

$$q_5 = \frac{q_h + 7250}{7140 + 7250 - 632} \cdot 7140 = 3760 + 0,518 \cdot q_h$$

$$\text{и } e_5 = q_1 - q_5 = 3680 - 3760 + 0,482 \cdot q_h = 0,482 \cdot q_h - 80.$$

Для  $q_h = 2000$   $e_5 = 0,482 \cdot 2000 - 80 = 884$  кал. на инд. л. с. в час. и

$$e_5 = \frac{884}{5680} = 15,5\%.$$

Вышеуказанные соотношения нарочно выбраны при некоторых упрощенных предпосылках в интересах получения таких несложных формул, которые ясно бы подчеркивали основные их закономерности. Не представляет затруднений и не меняет общих выводов, но делает математическую конструкцию их менее ясной, если, напр., принять во внимание потери на излучение машин и их ограниченную возможность регулировки (наименьшее допустимое наполнение в части высокого и низкого давления).

## II. Экономические выводы.

### A. Установки с произвольно большим потреблением силовой энергии.

Из выведенных соотношений следует, что может быть получена термически большая экономия, если перейти от отдельной выработки производственного и силового пара к снабжению производства отработанным паром. Наибольшая экономия достигается, если количество необходимого производственного тепла точно соответствует теплу, доставляемому отработанным паром. Этот случай может быть всегда осуществлен или когда свое производство требует достаточно боль-

ных мощностей, или когда эту мощность можно отдать в постороннюю сеть. Единственная независимая переменная в таком случае — потребление производственного пара, и задача разрешается таким способом, что извлекаются максимально возможные мощности из силовой части установки, включенной перед потребителями производственного пара. Получается это в машине с противодавлением, которая постоянно работает в термически наиболее выгодных условиях (полное использование отработанного пара без добавления острого пара). Для стоимости генерирования энергии, кроме того, имеет особое значение, что расходы на приобретение машины с противодавлением значительно меньше, чем для установки с конденсацией одинаковой мощности.

В самом деле, в случае поршневой машины — она строится при этом одноступенчатой, значит получаются большие средние давления, или, другими словами, малые размеры цилиндров и большее число оборотов. Все эти обстоятельства удешевляют установку. Равным образом паровая турбина с противодавлением строится с малым числом ступеней, и таким образом обходится значительно дешевле турбины с конденсацией. Для обеих систем машин отпадают — особенно дорого стоящий у паровой турбины конденсатор и часто потребный каминный охладитель. В одинаковом отношении вместе с общим расходом пара в установке уменьшается общая поверхность нагрева котельной, которая таким образом также удешевляется. Так как все факторы — незначительный расход тепла и малый расход на приобретение установки — действуют в одинаковом направлении, то никакая другая система силовой машины не может сравниться даже приблизительно по экономическому эффекту с машиной с противодавлением при полном использовании отработанного пара. Все потребители тепла низкой температуры одновременно являются источником получения дешевой энергии, как отброса, и наша задача состоит в том, чтобы использовать таковую в возможно совершенном виде. Средствами для этого могут служить: 1) уменьшение давления производственного пара, 2) повышение давления в котлах и 3) увеличение индикаторного коэффициента полезного действия.

1. В существующих установках часто имеется только возможность уменьшения противодавления, и это может быть во многих случаях достигнуто посредством простых мер — большей частью переустройством сильно дросселирующих частей паропроводов (напр., при проведении пара через оси сушильных барабанов). В других случаях следует убедиться, будет ли экономично увеличить поверхности нагрева и уменьшить давление производственного пара. Даже и в новых установках следует обращать особое внимание на низкое давление производственного пара. Если переход от высокого и среднего давления

для нагревательных целей к низкому давлению обоснован соображениями чисто технико-отопительными, то дальнейшее развитие — к оттождению от вакуума — во многих случаях следует из хозяйственных оснований, хотя с этим не связаны никакие отопительно-технические выгоды. Одно уменьшение противодавления, естественно, нецелесообразно, в экономическом отношении даже вредно, если приобретенная, как отброс, вследствие увеличенного перепада мощность не может быть использована. Если приходится работать продолжительное время с добавлением свежего пара, то для новых установок целесообразно подыять противодавление, вследствие чего затраты на установку (трубопроводы, поверхности нагрева) выходят дешевле.

2. Повышение давления в котлах является средством лишь для новых установок, но здесь оно может дать большой эффект!). Открывает ли переход к давлению пара свыше 30 атм. у силовых двигателей большие перспективы, автору не вполне еще ясно, но для машин с противодавлением он считает таковой имеющим очень большое значение. При этом, естественно, надо предположить, что получаемый избыток силовой мощности может найти применение. Выгода в увеличении котельного давления состоит в том, что в разных отраслях промышленности, в которых до настоящего времени количество получаемой энергии было лишь достаточно для покрытия собственной потребности в энергии, освобождается большое количество избыточной энергии, что другие отрасли промышленности, потребляющие пар сравнительно высокого давления (напр., целлюлозные заводы), только при чрезвычайно повышенном давлении котлов в состоянии предвключить силовую ступень и тем самым получить весьма дешевую энергию в виде отброса. Наконец, пар для целей нагревания может быть проведен на большие расстояния, если противодавление у машины выбрано столь высоким, чтобы иметь достаточно большую разницу в давлении по отношению к давлению, необходимому в месте потребления. Только таким образом возможно даже при малых потребителях производственного пара заставить пар совершить сначала работу в центрально расположенном месте. Побочно получаемой энергией может быть размещена энергия, до сих пор добываемая в машинах с конденсацией.

Значение этой перемены для топливного хозяйства станет очевидно, если уяснить себе, что при генерировании энергии, как отброса, для одного киловаттчаса, включая все потери в машине, при переводе на пар расход тепла будет ок. 1200 до 1500 кал. и при коэфф. полезного действия 75%, при переводе на топливо, ок. 1600 — 2000 кал., между

1) Подробности о паре высокого давления см. в VdJ 1923 стр. 1145 до 1168. Данное исследование написано до появления указанного номера.



тем как при самых совершенных установках с конденсацией расходы тепла в 4500 кал./кв. час, переведенный на топливо, не может быть уменьшен. Значение меньших расходов на обзаведение было уже отмечено, как экономический эффект.

Эта важная для народного хозяйства форма развития может быть осуществлена лишь при условии, что все электрические станции не будут более оказывать сопротивления таким стремлениям, которые только в незначительном числе случаев основаны на технических затруднениях. Если они хотят оставаться конкурентоспособными по сравнению с генерированием энергии отдельными производствами, то они должны всеми средствами закрепить за собой „бросовую“ энергию, которая получается в большом количестве при значительном увеличении котельного давления.

Поставщиками такой дешевой энергии можно считать в первую очередь те отрасли промышленности, которые в течение всего года потребляют большие количества производственного пара, как-то: целлюлозные и брикетные заводы, бумажные фабрики, красильные и т. д. Потребители сильно колеблющихся количеств пара только в исключительных случаях пригодны для поставки в общественные сети. Когда районная электрическая станция должна быть расширена до большей мощности, то необходимо тщательно обследовать вопрос, не связано ли расширение с потребляющим пар производством. Малые расходы на установку, значительно уменьшенные эксплуатационные расходы и в связи с этим дешевая стоимость энергии будут следствием такого комбинирования.

3. Преобразование в этом направлении может быть улучшено, если удастся повысить индикаторный коэффициент полезного действия с которым силовая машина работает в своей части высокого давления. В поршневых машинах близко подошли к достижимому пределу и при благоприятных обстоятельствах превращают 90% адиабатического перепада тепла в индикаторную мощность. Усилия здесь должны быть направлены главным образом на уменьшение расхода при дробных частях нагрузки. Кажется, что и в турбинах, если сообщения о Бриггсовой паровой турбине оправдаются, в последнее время в этом отношении сделан значительный шаг вперед. Если действительно индикаторный коэффициент полезного действия паровых турбин с противодавлением увеличится свыше 80% против теперешнего в 60%, то термические выходы здесь настолько близки к таковым же поршневой машины, что небольшой перерасход, принимая во внимание неоспоримые преимущества турбины (освобожденный от масла пар, пригодность для больших мощностей), может быть принят без затруднений. Поршневая паровая машина будет иметь тогда скромную область применения для

мощностей (примерно до 500 кв.) и для привода некоторых периодических рабочих машин.

### Установки с определенным потреблением силы и тепла.

С совершенно другой точки зрения должен решаться выбор системы машин, когда потребление силы и тепла представляют из себя две независимые друг от друга переменные. Этот случай имеет место, когда нельзя заранее определить, можно ли передать имеющиеся напоры при разных условиях работы избытки отработанной силы и тепла в свое или в чужое производство. Если отношение между потреблением тепла и силы, т. е. удельное потребление производственного тепла, более или менее постоянно и настолько велико, что можно работать большую часть рабочего времени без потерь отработанного пара, то машина с противодавлением—наиболее подходящая комбинация. И тут в таком случае имеют значение описанные в разделе А три средства, но перенесенные из области их применения в область меньшего удельного потребления производственного пара. В некоторых случаях даже будет целесообразно работать с переменным противодавлением. Напр., отопление от вакуума может быть так устроено, что оно только при высоких внешних температурах работает с высоким вакуумом; в холодную же погоду вакуум ухудшается. В установках для отопления низкого давления и для сушки надо будет часто вводить перемежающуюся эксплуатацию и работать то с конденсацией, то с противодавлением. Если лишь несколько малых потребителей пара потребуют производственного пара давлением выше остальных, то часто выгоднее будет снабжать их редуцированным острым паром и держать давление для главных потребителей пониже. Тут следует в каждом отдельном случае сначала обследовать все обстоятельства. При этом необходимо выбирать всегда простые условия эксплуатации, которые требовали бы возможно меньше вмешательства обслуживающего персонала. Искусственные условия, которые лишь на бумаге дают экономия, следует сразу отклонить.

Если расход производственного пара в течение продолжительного времени ниже, чем расход, определяемый наивыгоднейшими условиями для применения отработанного пара, или если условия работы не могут быть определены наперед с достаточной точностью, то следует остановить свой выбор на машине с отбором пара с компаундированным противодавлением. Применимость этих систем в более широких пределах страхует установку, несмотря на значительно большие расходы на приобретение, от возможных убытков при изменяющихся условиях работы. Особенно более старые турбины с противодавлением давали вследствие их боль-

19 2822

шого расхода пара чрезвычайно нежелательные сюрпризы. Если генерирование энергии должно происходить в своей установке, то в новых устройствах останавливаются на машинах с отбором пара, так как эксплуатация их менее сложна. В установках с большим расходом силовой энергии, в которых по условиям производства необходимо подразделять машинные агрегаты, может быть применена компаундированная машина с противодавлением (машина с противодавлением + машина с конденсацией). Часто может быть целесообразно мощность, получаемую от конденсационной машины, заменять энергией, получаемой со стороны, и в своей установке генерировать лишь столько паровой энергии, сколько машина с противодавлением может дать, а энергию в виде отброса. Это устройство для индивидуальной установки имеет то преимущество, что районная электрическая станция будет служить резервом для всей или части потребности в энергии. Районные электрические станции в таких случаях будут тем конкурентоспособнее, чем легче они сумеют при посредстве указанных в разделе А мероприятий ввести соответствующий тариф отпуска электрической энергии, идя по возможности навстречу потребителю.

### III. Переустройство старых установок.

Во времена хозяйственного упадка часто бывает невозможно достать необходимое количество денежных средств для широко задуманного плана переоборудования установок, даже когда его рентабельность обеспечена и амортизация возможна в сравнительно короткое время. И в настоящее время часто приходится ограничиваться переустройством отдельных теплосиловых установок с применением существующих машин.

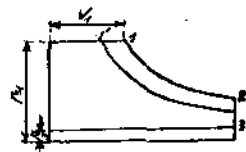
Во многих случаях возможно, если имеется несколько машин с конденсацией, одну из них перестроить на работу с противодавлением и соединить ее либо механически, либо электрически с остальными, как компаундированную машину с противодавлением. Это может быть наименее сложным образом достигнуто тем, что воздействуют на паропредельные машины с противодавлением посредством регулятора давления, управляемого производственным паром, а ее регулятор скорости применяют лишь, как регулятор безопасности. Расходы по такой перестройке будут незначительными.

Еще проще будет переоборудование, если снабжать от машины с противодавлением определенную часть производства, потребность которого в силовой энергии почти такой величины, что отработанный пар машины с противодавлением удовлетворяет потребности в производственном паре. В большинстве же случаев речь идет о том, чтобы

машину компаунд — в исполнении тандем или с двумя кривошипами — превращать в таковую с отбором пара. Машина компаунд обыкновенно работает с постоянным наполнением у цилиндра низкого давления и переменным давлением в ресивере, машина же с отбором пара требует постоянного давления в ресивере, и достигается это переменным наполнением в цилиндре низкого давления при помощи регулятора давления. Такое переустройство часто требует установки новых парораспределительных органов низкого давления, и стоимость их может быть настолько высока, что она невыгодно отзовется на экономичности всего оборудования, да и денежные средства не всегда могут быть найдены для этого. Уже с многих сторон было предложено <sup>1)</sup> заменить регулировку наполнения в части низкого давления регулировкой торможением или мятием пара, при которой парораспределение низкого давления остается без перемены, а до него включается лишь редукционный клапан, управляемый регулятором давления. Это предложение, однако, редко выполняется, т. к. слишком переоценивают потери, получаемые от мятия пара.

Цель дальнейших теоретических выводов и изложения опытов состоит в том, чтобы рассеять эти опасения и одновременно как можно проще графически изобразить ход работы машины с отбором пара в различных условиях ее работы.

Если хотят теоретически исследовать состояние паровой машины, во-первых, при регулировке наполнения ( $f$  — переменное), а потом при регулировке мятием ( $f$  — постоянно, начальное давление в цилиндре переменное), то следует возникшие в обоих способах регулировки потери представить в зависимости от мощности  $N$ ; или от среднего индикаторного давления. Мы рассмотрим сначала машину без вредного пространства и без внутренней конденсации; в этом случае мы получим при регулировке наполнения только потерю от невольного расширения, а при регулировке мятием — еще и от мятия.



Фиг. 4. Регулировка наполнения.

При регулировке наполнения (фиг. 4) 1 кг. пара, расширяясь от давления  $p_1$  на  $p_2$  адиабатически и будучи выхлопнут при давлении  $p_3$  из цилиндра, дает теоретическую работу  $AL = i_1 - i_2 + \frac{10000}{427} (p_2 - p_3) v_2$  калорий ( $v_2$  — удельный объем в точке 2).

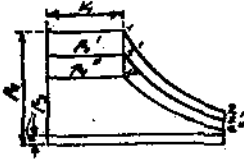
Теоретический удельный расход пара  $d = \frac{632}{AL}$ . Среднее индикаторное давление  $p_i$  получается, если работу  $L$  в килограммометрах разделить на удельный объем  $v_2$  в конце расширения.

<sup>1)</sup> См. Боссельман, Архив теплового хозяйства, 1923, стр. 48.

Значит

$$p_i = \frac{(i_1 - i_2) \frac{427}{10000} + p_2 - p_3}{v_2} \text{ атм.}$$

Таким образом дано соотношение между удельным расходом пара и средним индикаторным давлением, и кривую  $d$  можно нанести над  $p_i$ , если определить ряд точек и взять зависящие друг от друга значения  $p_2$ ,  $v_2$  и  $i_2$  из энтропийной диаграммы  $i-s$ . Нанесенная на фиг. 6 кривая определена для  $p_1 = 4,0$  атм.,  $x_1 = 1$  и  $p_0 = 0,15$  атм.



Фиг. 5. Регулировка мятисом.

При регулировке мятисом (фиг. 5) наполнение  $f$  — постоянно. Точки начала расширения 1, 1', 1'' и т. д. расположены на кривой мятиса и с большой точностью могут быть рассчитаны по уравнению:  $p_1 \cdot v_1 = p_1' \cdot v_1'$ . Соответствующее  $p_1'$  конечное давление  $p_2'$  определено адиабатическим уравнением  $p_1' \cdot v_1'^k = p_2' \cdot v_2'^k$ .

Таким образом,

$$p_2' = p_1' \left( \frac{v_1'}{v_2'} \right)^k = p_1' \cdot f^k$$

Можно таким образом для ряда давлений  $p_1'$ ,  $p_1''$  и т. д. идти в том же порядке и, как для регулировки наполнения, рассчитать произведенную одним килограммом пара работу  $AL$ , удельный расход пара  $d$  и среднее индикаторное давление  $p_i$  и представить  $d$  как функцию от  $p_i$ . Эта кривая нанесена на фигуре 6 для наполнения в 40% и в тех же условиях пара, как и при регулировке наполнением. Получается медленно возрастающая кривая при падающей мощности.

Лежащий между обеими кривыми отрезок ординат указывает теоретический перерасход  $\Delta d$  при регулировании мятисом, отнесенный к 1 лощ. силе в час. Имеет значение, однако, перерасход, отнесенный к полной мощности, определенной произведением  $\Delta d \cdot p_i$ . Эта потеря при мощности, отнесенной к установленному наполнению при регулировке мятисом, и при нулевой мощности равна нулю и достигает своего максимума приблизительно при половинной нагрузке. Потери при мятисе, какие можно определить чисто расчетным способом, уравновешиваются у исполненной



Фиг. 6. Расход пара при регулировке наполнением и при регулировке мятисом (дроссельной).

Таблица 1.

СПОСОБ РАБОТЫ . . . . .	Регулировка матцем. Регулировка наполнения.						
	1	2	3	4	5	6	7
№ ОПЫТА . . . . .							
Давление перед цилиндром $p_1$ абс. атм. . . . .	4,05	4,07	4,00	3,96	3,99	4,02	4,05
Температура " " $t^{\circ}$ Ц. . . . .	143,1	143,3	142,6	142,3	142,6	144,3	143,1
Давление за цилиндром $p_0$ абс. атм. . . . .	0,141	0,150	0,154	0,153	0,145	0,141	0,151
Температура за цилиндром $t_0^{\circ}$ Ц. . . . .	62	59	61	69	61	60	69
Конденсат {	53,8	85,5	135,7	175,2	144,6	102,0	44,7
	0,66	0,80	5,45	7,44	7,00	6,70	6,05
	4,86	5,40	3,98	7,57	3,51	3,63	3,87
Число оборотов $n$ и обор. в мин. . . . .	99,1	98,3	98,8	98,9	98,9	99,1	99,3
Среднее индикаторное давление {	0,835	1,328	2,095	2,579	2,330	1,756	0,814
	0,795	1,298	2,055	2,572	2,288	1,743	0,816
Давление маття $p_a$ атм. абс. . . . .	1,42	2,20	3,32	3,84	—	—	—
Мощность $N$ инд. л. с. . . . .	3,91	6,24	9,92	12,32	11,04	8,39	3,93
Удельный расход пара $d$ кг. на инд. л. с.—час. . . . .	15,16	14,69	14,66	15,43	14,05	13,40	13,86

машины более или менее потерями на внутреннюю конденсацию. Эти потери будут тем больше, чем больше переработанный в цилиндре перепад тепла и чем больше коэффициент теплопередачи — значит, чем глубже переходят в область насыщенного пара. В обоих направлениях условия при регулировании мятнем более выгодны, чем при регулировке наполнения.

Так как чисто расчетным путем определить это не представляется возможным, то в машинной лаборатории Дрезденского Политехникума были произведены испытания, исполненные и рассчитанные инж. Кюперт. Машинной для испытания служила небольшая одноцилиндровая машина с распределением Корлиса, с обогревом крышек и рубашки. Диаметр ее цилиндра равен 180 мм, ход 450, диаметр штока поршня с обеих сторон 40 мм. Отработанный пар конденсировался в поверхностном конденсаторе, и конденсат взвешивался. Машина работала в подобных же условиях, как цилиндр низкого давления машины с отбором пара. Давление перед машиной перегретого на несколько градусов пара держалось приблизительно на 4 абс. атм., давление в конденсаторе — на 0,15 абс. атм. При опытах 1—4 работали с определенным наполнением в 40%, и с регулировкой мятнем, при опытах 4—7 — с регулировкой наполнения. Результаты видны из таблицы 1-й.

Кривые  $d_i$  для регулировки мятнем и регулировки наполнения также нанесены на фиг. 6 и из их разности  $\Delta d_i$  снова исчислено необходимое для определения общей потери значение  $\Delta d_i \cdot p_2$ . Появляющиеся у теоретической и у исполненной машины при разных нагрузках потери от мятня указаны в таблице 2-й.

Т а б л и ц а 2.

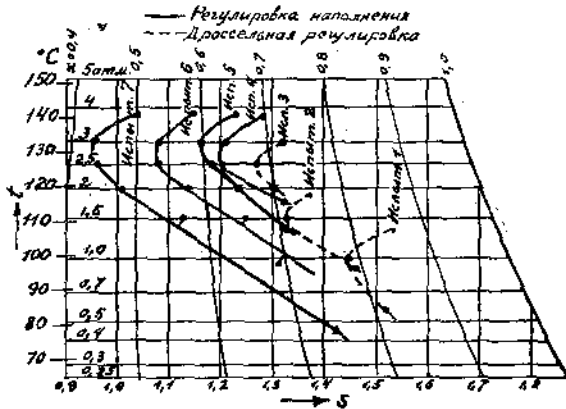
$p_i$ атм.	Теоретическая машина			Исполненная машина		
	$d$ кг. на	$\Delta d$ кг.	$\frac{\Delta d \cdot 100}{d}$	$d_i$ кг.	$\Delta d_i$ кг.	$\frac{\Delta d_i \cdot 100}{d_i}$
	л. с. в час.	на л. с. в час.	%	на л. с. в час.	на л. с. в час.	%
1,0	5,5	3,45	62,7	13,6	1,5	11,0
1,5	6,1	2,4	39,4	13,3	1,4	10,5
2,0	6,7	1,5	22,4	13,5	1,1	8,2
2,5	7,4	0,65	8,4	14,8	0,4	2,7

Дроссельная регулировка дает при наименьших нагрузках низкого давления потери до 11%. Следует обратить внимание на то, что

рас при этих малых нагрузках доля участия цилиндра низкого давления в полной мощности невелика, так что потери от мятая, отнесенные к полному расходу машины, колеблются в пределах от 2 — 3%. В практической работе установили бы при регулировании мятнем наполнение немного меньшее и тем самым уменьшили бы потери.

Для оценки происходящих в цилиндре явлений нанесены кривые расширения для различных испытаний, согласно диаграмме  $t-s$  на фиг. 7 (см. Hütte, 24 нем. изд., стр. 514—516). Из нее ясно видны причины более благоприятного положения исполненной машины по сравнению с теоретической.

При этом при регулировке наполнения с уменьшением наполнения кривые расширения, вследствие увеличивающегося влияния внутренней конденсации, все глубже входят в область большей влажности пара; между тем как при дроссельной регулировке они передвигаются по направлению к пра-



Фиг. 7. Кривая расширения на диаграмме  $t-s$ .

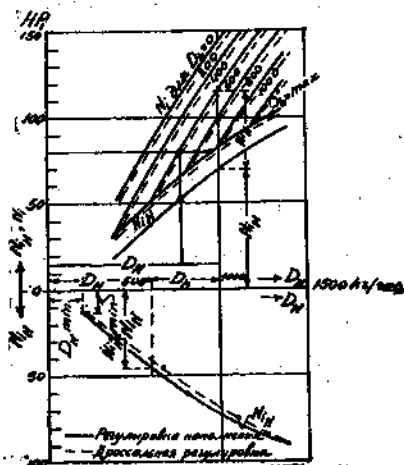
вой предельной кривой, так как появляющаяся при мятни сушка пара и уменьшение перепада тепла противодействуют обмену тепла между паром и стенкой. Результаты, полученные на очень малой испытательной машине, можно переносить на большие машины с осторожностью. Необходимо заметить, что машина, несмотря на малые ее размеры, термически была очень выгодна (вредное пространство 4,5%, малые предельные поверхности) и что в условиях работы цилиндра высокого давления в ней достигнут был индикаторный коэффициент полезного действия свыше 80%.

Наконец, на примере должно быть указано, как машина с отбором пара относится в части низкого давления к регулировке наполнения и к регулировке мятнем. При этом выбраны состояния пара, которые соответствуют в части низкого давления испытаниям, между тем как для части высокого давления при  $p_1 = 13$  абс. атм.,  $t_1 = 250^\circ$  Ц. числа расхода пара рассчитаны на основании предположенных коэффициентов полезного действия, как они имеются у более старых поршневых паровых машин средней величины. Диаметры цилиндров машины равны 270 и 400 мм., ход 500 мм., число оборотов 125 в мин. Тогда



действующая площадь поршня в части высокого давления  $F_H = 560 \text{ см}^2$ , в части низкого давления  $F_N = 1240 \text{ см}^2$ . Отсюда получается отношение цилиндров  $m = 2,22$ . Это необыкновенное соотношение выбрано, чтобы при сравнении использовать результаты испытания полностью. В противоположность другим мнениям, следует указать, что нормальные отношения цилиндров ( $m = 2,6$  до  $3,0$ ) очень пригодны и для машин с отбором пара. Следует лишь установленное при регулировании машины наполнение выбрать меньше. Среднее индикаторное давление,

мощность, удельный и часовой расход пара для цилиндра высокого и низкого давления сопоставлены в таблице 3-й. Принятием этих величин состояние машины при различных мощностях и отборе вполне определено, и речь идет только о том, как найти графический способ изображения, из которого для разных условий работы можно легко определить расход пара, распределение мощностей и другие интересующие нас величины.



Фиг. 8. Машина с отбором пара.

Для данного примера (фиг. 8) целесообразно над часовым общим расходом, как абсциссой, нанести полученные мощности, как ординаты. Из таблицы 3-й (стр. 2-ая и 4-ая), получают  $N_{iH}$  и из строк 6 и 8 —  $N_{iN}$ .

Можно на основании этих данных построить пунктиром кривую общей мощности ( $N_i = N_{iH} + N_{iN}$ ) для определения отбора  $D_h$ . Так, напр., получают точку этой кривой для  $D_h = 400 \text{ кг./час.}$  следующим образом: при количестве пара, проходящего через часть высокого давления,  $D_H = 1000 \text{ кг.}$  в час и отборе  $D_h = 400 \text{ кг.}$  в час, через часть низкого давления проходит  $1000 - 400 = 600 \text{ кг.}$  и дает в ней  $N_{iN}$  инд. лощ. сил. Эта мощность прибавляется к мощности высокого давления, соответствующей  $D_H = 1000 \text{ кг.}$ ; сумма обоих отрезков дает точку на желаемой кривой. Это повторяют для нескольких точек и строят ряд кривых для разных отборов.

Если взять количество пара, которое минимально должно проходить через цилиндр низкого давления ( $D_{Nmin}$ ), то оно дает мощность  $N_{iNmin}$ , и кривая, равноотстоящая от кривой  $N_{iH}$ , даст кривую общей мощности для максимального отбора. Другие предельные кривые получаются при  $D_h = 0$  для максимального проходящего через цилиндр высокого давления количества пара  $D_{Hmax}$  и при  $D_{Hmax} < D_{Hmax}$  и для

Т а б л и ц а 3.

Строчка	Часть высокого давления.					
	1	Среднее индикат. давление $P_{iH}$ атм.	1,73	3,13	4,30	5,26
2	Индикат. мощность $N_{iH}$ инд. л. с.	26,9	48,7	66,8	81,8	93,4
3	Удельный расход пара $d_{iH}$ кг. на инд.					
	л. с. в час.	17,7	15,1	14,4	14,6	15,0
4	Часовой расход пара $D_H$ кг. в час.	476	735	962	1195	1396
Часть низкого давления с регулировкой наполнения.						
5	Среднее индикат. давление $P_{iN}$ атм.	0,815	1,750	2,32	2,58	
6	Индикат. мощность $N_{iN}$ инд. л. с.	28,1	60,4	80,0	88,8	
7	Удельный расход пара $d_{iN}$ кг на инд.					
	л. с. в час.	13,88	13,40	14,05	15,43	
8	Часовой расход пара $D_N$ кг. в час.	389	809	1120	1372	
Часть низкого давления при регулировке мятнем.						
9	Среднее индикат. давление $P_{iN}$ атм.	0,815	1,315	2,075	2,575	
10	Индикат. мощность $N_{iN}$ инд. л. с.	28,1	45,4	71,6	88,8	
11	Удельный расход пара $d_{iN}$ кг. на инд.					
	л. с. в час.	15,16	14,69	14,68	15,43	
12	Часовой расход пара $D_N$ кг. в час.	426	668	1050	1370	

максимального количества пара низкого давления. Напр., получают расход пара для мощности в 80 инд. лощ. сил и отбора в 400 кг. в час, если провести горизонталь от точки ординат  $N_i = 80$  до кривой  $D_k = 400$ . Расстояние точки пересечения от оси ординат дает общий часовой расход пара = 780 кг. Если провести через точку пересечения вертикаль, то отрезок между кривой  $N_i$  для  $D_k = 400$  и кривой  $N_{iH}$  равен мощности низкого давления; отрезок между кривой  $N_{iH}$  и осью абсцисс равен мощности части высокого давления ( $N_{iH} = 52$ ,  $N_{iN} = 28$  инд. лощ. сил.). Если продолжить горизонталь до точки пересечения с кривой  $D_{hmax}$ , то получаем, что при  $N_i = 80$  лощ. сил полный часовой расход равен 965 кг. и что из этого количества могут отбираться 765 кг.

Чтобы показать разницу между регулировкой наполнения и регулировкой мятнем, на ту же диаграмму пунктиром нанесена кривая регулирования мятнем части низкого давления и при помощи ее снова были построены кривые общей мощности. Основания для этого образуют строки 10 и 12 таблицы 3-й. Горизонтальное расстояние между двумя соответствующими кривыми общей мощности указывает часовой пере-

расход при регулировке мятнем; отношение этого отрезка к горизонтали до оси ординат указывает относительный перерасход. При  $N_1 = 80$ ,  $D_A = 400$ , напр., требуется при регулировке мятнем об. 795 кг. в час вместо 780 кг. при регулировке наполнения. Перерасход равен таким образом 15 кг. или  $\frac{15 \cdot 100}{780} = 1,9\%$ .

Этими опытами доказано, что при переустройстве старых машин можно без всякого сомнения удовлетвориться регулировкой мятнем вместо нового дорогого парораспределения низкого давления.

## Влияние пара высокого давления на преобразование промышленных паровых установок.

Проф. Хр. Эберле, Дармштадт.

Опыты Шмидта, о которых О. Гартманн<sup>1)</sup> сделал доклад в 1921 г. съезду союза немецких инженеров в Касселе, обратили внимание всех теплотехников на использование водяного пара высокого напряжения. Хотя давно были известны те теплотехнические выгоды, какие получаются от применения высоконапряженных паров—особенно для паровых машин, работающих на выхлоп или с высшим противодавлением, но вместе с тем недоставало плодотворных опытов применения пара высшего давления и высокой температуры к работе машин. В особенности следовало ожидать значительных теплотехнических выгод от повышения давления и температуры в работе на выхлоп, присущей паровозу. Различные конструкторы поэтому уже в течение десятилетий усиленно работали над тем, чтобы существенно повысить здесь давление. Так, Напомаг уже в начале этого столетия соорудил по патенту Штольца<sup>2)</sup> паровую дрезину, которая должна была работать паром 50 атм. и 450° Ц.

Шмидт со своими сотрудниками создал долготелными упорными трудами и с большими жертвами паросиловую установку, которая могла работать с 60 атм., усовершенствовал ее до высокого теплотехнического уровня и попутными исследованиями показал, что тепло пара в поршневой машине можно использовать в гораздо большей степени, чем это до сих пор было известно. Тот факт, что можно достигнуть высокого термодинамического коэффициента полезного действия в цилиндре высокого давления многоступенчатой машины, работающей вполне или в значительной части в области перегрева, а также в одноцилиндровой машине, работающей перегретым паром—это было доказано опытами Шретера<sup>3)</sup>, Эберле<sup>4)</sup>, Гутермута<sup>5)</sup> и Гейлманна<sup>6)</sup>. Исследо-

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1921 г., стр. 663.

<sup>2)</sup> Z. d. V. d. I., 1905 г., стр. 1710.

<sup>3)</sup> Z. d. V. d. I. 1903, стр. 1281; <sup>4)</sup> Z. bayr. Revisions-Ver., 1907 г., стр. 85;

<sup>5)</sup> Z. d. V. d. I., 1908 г., стр. 1598; <sup>6)</sup> Z. d. V. d. I., 1911 г., стр. 936.

ванная Шретером машина Kerchove дала термодинамический коэф. пол. действия 86% в цилиндре высокого давления при начальном давлении 10 атм., 300° Ц. температуры впуска и 17 атм. противодействия. Точно так же Гутермут установил своим испытанием локомотива Волфа 86% для термодинамического коэф. пол. д. при расширении пара в цилиндре высокого давления от 16 атм. и 329° Ц. до 2 атм. Эберле получил 88% для термодинамического коэф. пол. действия на одноцилиндровой машине, принадлежащей паротехнической испытательной станции Баварского Союза по надзору в Мюнхене и работающей при 14,1 атм. начального давления, 275° Ц. температуры пара при вступлении в цилиндр и 3,93 атм. абс. противодействия за машиной. Для работающей с противодействием одноцилиндровой машины на одной бумажной фабрике он же установил термодинамический коэф. пол. действия в 79% при давлении впуска 14,5 атм. абс., 256° температуры впуска и 2,94 атм. абс. противодействия.

Цилиндр низкого давления в машинах, испытанных вышеназванными исследователями, дал, напротив того, термодинамический коэф. пол. действия от 50 до 66%.

Работы Шмидта показали, что с помощью промежуточного перегрева и далеко идущего расширения рабочего пара можно достигнуть для всего падения давления пара очень высокого термодинамического коэф. пол. действия при очень хорошем вакууме. По табл. 3 доклада Гартманна машина Шмидта четверного расширения дала термодинамический коэф. пол. действия в четырех ступенях 91%, 79,8%, 78,6% и 80% при давлении впуска 55 атм. и 0,05 атм. давления в конденсаторе.

## Паровые машины чисто силового назначения.

Результаты как работ Шмидта, так и других сюда относящихся исследований в дальнейшем будут использованы с той целью, чтобы показать влияние давления пара на расход пара и тепла в паровой машине. При этом будет принято, что все ступени падения давления работают с термодинамическим коэф. пол. действия в 80%. Эта предпосылка оправдана результатами опытов Шмидта на поршневых машинах; относительно же использования тепла в паровой турбине, что, как известно, получило сильное развитие в последние годы, мы сошлемся на доклад проф. Церковица<sup>1)</sup>.

В основу приняты новые таблицы для пара Knoblauch'a, Ralsch'a и Hansen'a<sup>2)</sup>, по которым и составлена фиг. 1.

1) См. статью его в настоящем сборнике.

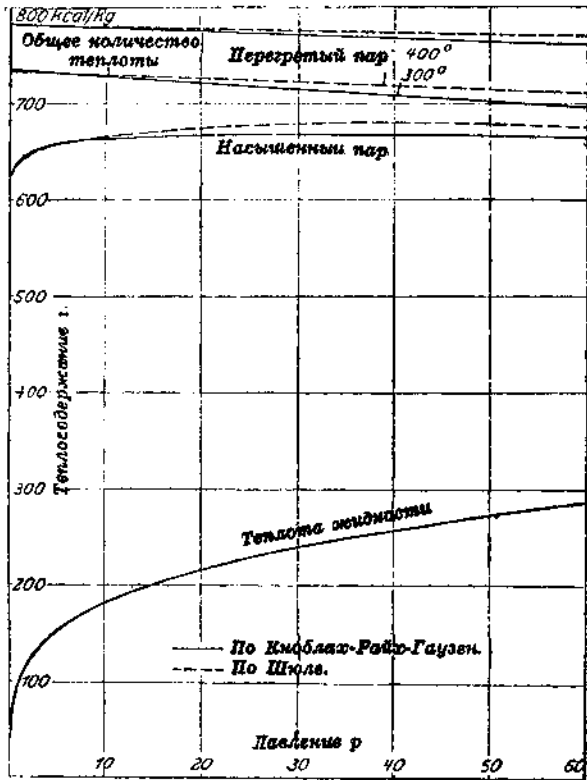
2) Z. d. V. d. I., 1923, стр. 723.

Чтобы показать отклонения этих таблиц от таблиц Шюле, на рис. 1 нанесены некоторые значения по Шюле (пунктиром), а именно — количество тепла насыщенного и перегретого пара. Согласно Шюле и другой табличной обработке, полное количество теплоты насыщенного пара уменьшается, начиная с 40 атм.; расхождение от полного количества теплоты составляет около 2% до давления 60 атм.; для высокого давления около 400° обе кривые сближаются с расхождением меньше, чем на 1%.

На фиг. 2 представлен расход тепла и пара в зависимости от давления пара для совершенной машины, работающей с давлением в конденсаторе в 0,05 атм., при температурах пара в 350° и 400°. Именно здесь получены числа для расхода тепла — при температуре питательной воды 0°, давлении в конденсаторе 0,05 атм. и применении совершенной машины, которые показывают, что с ростом давления от 10 до 60 атм. расход тепла уменьшается с 1,320 до 1,615 б. кал. лоп. с. час, т. е. почти на 11%.

Уменьшение расхода тепла значительно слабеет с увеличением давления и для такового от 50 до 60 атм составляет только 1,65%.

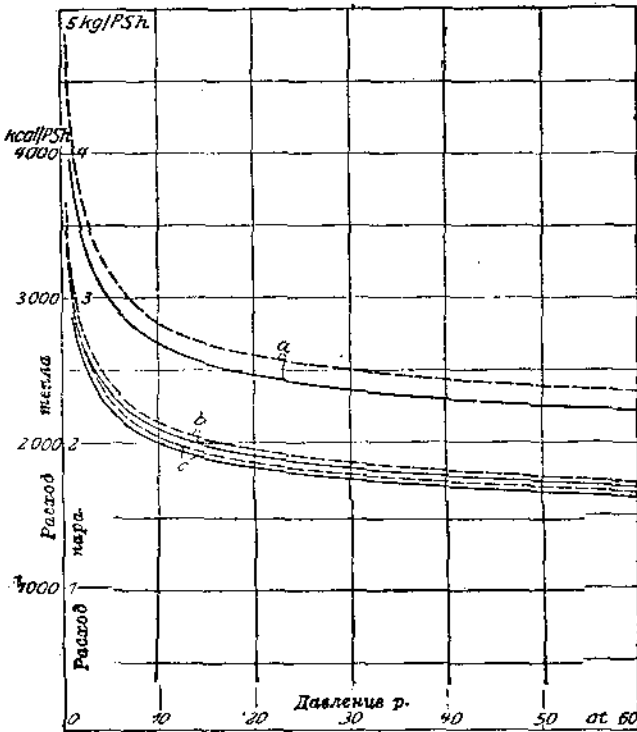
Диаграмма на фиг. 2 позволяет уже ознакомиться с большим значением на расход тепла, какое оказывает конденсат, оставляющий машину для питания котла. В весьма сильной мере можно воздействовать на расход тепла в конденсационной машине посредством многократного подогрева питательной воды с помощью рабочего пара до температуры, близкой к температуре насыщенного пара высокого давления. Этот метод уже больше 20 лет как применяется в Аме-



Фиг. 1. Зависимость теплосодержания от давления.

рике <sup>1)</sup>; на введение пара высокого давления с полным правом указывать теперь <sup>2)</sup>. В своем действии этот метод совпадает с избыточным отводом пара для нагревательных целей; его выполнение представлено на фиг. 3 и 4 схематически и в виде тепловой диаграммы.

У воображаемой трехступенчатой машины (паровой или турбинной) отводятся за 1-ой и 2-ой ступенью количества пара  $g_1$  и  $g_2$ .



Фиг. 2. Расход пара и тепла в совершенной машине в зависимости от давления;  $p_2 = 0,05$  атм. абс.

Обозначения:

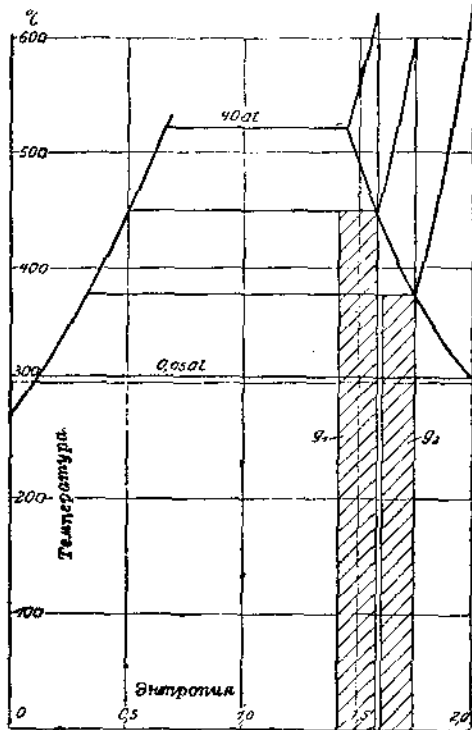
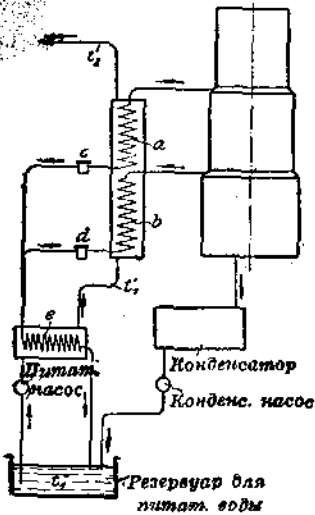
a — расход пара на лощ. силу в час, b — расход тепла на лощ. силу в час, при температуре питат. воды  $0^\circ$ , c — расход тепла на лощ. силу в час, при температуре питат. воды  $32,6^\circ$ , ..... при темп. пара  $350^\circ \text{C}$ , — при темп. пара  $400^\circ \text{C}$ .

коих передается питательной воде змеевиками a и b. Образующийся в змеевиках конденсат отводится водоотделителями c и d и отдает избыточную теплоту в змеевике e питательной воде; наконец, вода смешивается с конденсатом, отходящим из поверхностного конденсатора машины. Итак, в баке для питательной воды собирается весь под-

<sup>1)</sup> Power, сентябрь 1899; Z. bayr. Revisions-Ver., 1910, стр. 30.

<sup>2)</sup> Stodola, Dampf- und Gasturbinen, 5 изд., стр. 1086.

в машине пар в виде конденсата температуру  $t_1$ , которая подни-  
 до  $t'_1$  в змеевике  $e$  и в подогревателе поступенно до  $t_2$ . Тем-  
 пература  $t_2$  может быть доведена как угодно близко до температуры  
 насыщенного пара, вступающего в машину. Количества пара  $g_1$  и  $g_2$   
 в змеевиках  $a$  и  $b$  питательной воде количества тепла, пред-  
 ставленные на фиг. 4 заштрихованными площадками. В змеевике  $e$  и



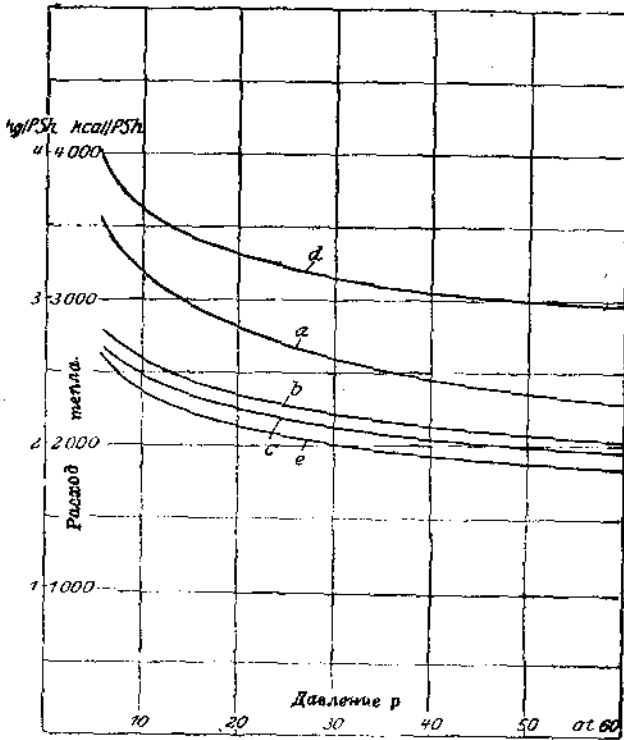
Фиг. 3 и 4. Многократный подогрев питательной воды.

в базе для питательной воды последней сообщается также и теплота  
 конденсации этих количеств пара. Таким образом, перенос тепла пара  
 нагревательного назначения совершает при этом круговой процесс  
 и происходит с относительно небольшим падением температуры, т.е.  
 термодинамически совершенным образом.

На фиг. 5 представлены расходы пара и тепла в конденсационной  
 машине, которая работает тройным расширением и с промежуточным  
 перегревом за отдельными ступенями; термодинамический коэф. пол.  
 действит. в отдельных ступенях принят 80%. Линии  $a$ ,  $b$  и  $c$  предста-  
 вляют расход пара и тепла в машине в предположении, что перегрев  
 может быть доведен так далеко, что в каждой ступени в конце расши-



рения получается насыщение. Линии *a* и *e* относятся к тем же условиям работы, но при многократном еще подогреве питательной воды. Сравнивая линии *c* и *e*, легко выяснить большое влияние этого подогрева. Машина, работающая при 27 атм. начального давления с многократным подогревом, равноценна в отношении расхода



Фиг. 5. Расход тепла в конденсационной машине в зависимости от давления.

Давление в конденсаторе  $p_2 = 0,05$  атм. абс.

- Обозначения:   
 a — расход пара,   
 b — расход тепла при  $t_s = 0^\circ$  темп. питат. воды,   
 c — " " "  $t_s = 82,6^\circ$  " " "   
 d — расход пара } с трехступенным подогревом питат. воды,   
 e — расход тепла }

машине, работающей при 60 атм. и с температурой питательной воды  $0^\circ$ . Эта диаграмма показывает также, что для хороших конденсационных машин влияние увеличения давления весьма значительно до 30 атм. начального давления, отсюда же до 60 атм. сравнительно ничтожно. Увеличение от 20 до 30 атм. влечет за собой такое же уменьшение расхода тепла, как и все повышение давления с 30 до 60 атм. На этой же диаграмме видно возрастающее вместе с начальным давле-

влияние многократного подогрева питательной воды на расход тепла.

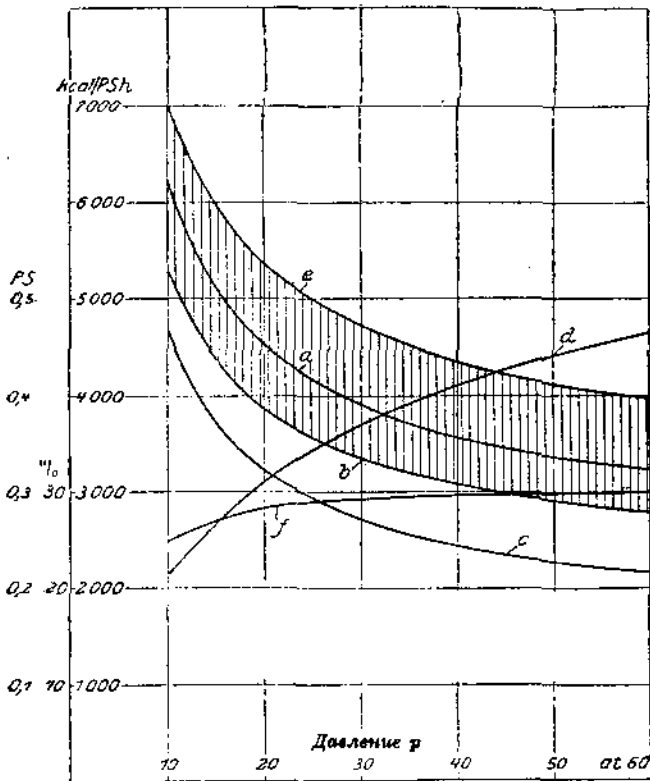
Не следует оставить без упоминания, что в этой машине—по выше-указанному с 60 атм. начального давления, 0,05 атм. давления в конденсаторе, с перегревом, с промежуточным перегревом согласно сделанным указаниям и при 80% термодинамического коэф. пол. действия в отдельных ступенях давления, а также с многократным подогревом питательной воды—можно получить расход тепла в 1840 б. кал./лош. с час. Мы знаем из доклада Гартманна, что высшая ступень давления в поршневой машине дает еще больший термодинамический коэф. пол. действия, чем здесь принято; таким образом, исчисленный расход тепла лежит теперь уже в границах достижимых. Это обозначает, учитывая обычный коэф. пол. действия машины и котла в 85%, что весь расход тепла составляет 3500 б. кал./квч., что, в свою очередь, равно тепловому содержанию 0,5 кг. угля с теплотворной способностью 7.000 б. кал./кг. С другой стороны, диаграмма показывает, что машина, работающая на тех же основаниях с 30 атм., позволяет ожидать расхода тепла в 2.000 б. кал./квч., а, включая все потери, 3700 б. кал./квч., отнесенных к топливу.

### Машины, работающие паром нагревательного назначения.

Предыдущие соображения относятся к условиям, имеющим место на силовых станциях или в производстве с преобладающим значением потребности в силе. Но в промышленных установках к силовой потребности очень часто присоединяется значительный расход тепла. В дальнейшем имеется в виду показать, какие следствия получаются для так называемых „теплосиловых машин“ при возрастании начального давления. Здесь мы разумеем паровую машину, весь отработанный пар которой при каком-либо давлении находит себе применение в нагревательных целях. Для наших расчетов примем, что рабочий пар вступает в машину при столь высоком перегреве, что остается насыщенным в конце расширения; далее принимаем, что вся теплота испарения отработанного пара использована для нагревательных целей и вся теплота жидкости передана котлу вместе с питательной водой.

Кривые на фиг. 6, 7 и 8 нанесены для противодавлений 1,5—3,0 и 6,0 атм. абс. Линии *a* относятся к удельному расходу тепла при температуре питательной воды 0° Ц., линии *b*—к таковому же расходу при температуре питательной воды, соответствующей противодавлению; линии *c* дают тепло нагрева, каким можно располагать для нагревательных целей на каждую 1 лош. с час, линии *d*—мощность, извлекаемую

из пара, имеющего нагревательное назначение, на каждые 1000 б. кал. тепла для нагревания. Величайшего внимания заслуживают эти кривые, круто возрастающие до давления в 60 атм. Таким образом механическая мощность, соответствующая 1000 б. кал., израсходованных для нагревательных целей, значительно вырастает до самого высокого рассматриваемого здесь давления в 60 атм., и именно тем круче, чем выше



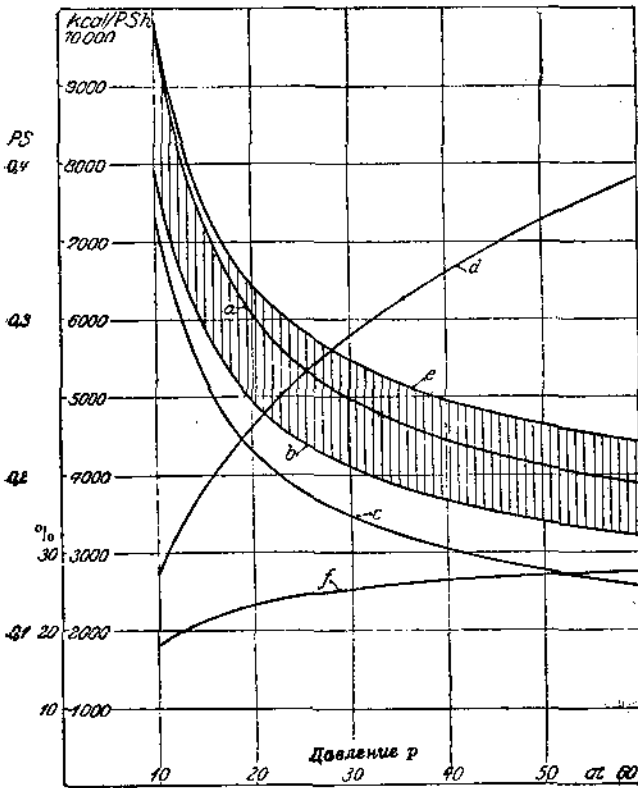
Фиг. 6. Расход тепла в машине с противодавлением в зависимости от давления.

Противодавление  $p_2 = 1,5$  атм. абс.

*a*—расход тепла при  $t_s = 0^\circ\text{C}$  темп. пит. воды, *b*—расход тепла при  $t_s = 110,0^\circ\text{C}$  темп. пит. воды, *c*—тепло для нагревания, *d*—производительность на 1000 б. калорий тепла для нагревания, *e*—эквивалентный расход тепла при работе с конденсацией, *f*—экономия тепла при работе с противодавлением.

противодавление. Если ординату каждой точки кривой *c*, представляющей теплоту нагрева, увеличить на соответствующий расход тепла в конденсационной машине (ординаты линии *e* согласно фиг. 5), то на фиг. 6, 7 и 8 получим линии *e* полного расхода при чисто конденсационной работе и при нагревании с помощью свежего пара.

Затрихованная площадь между линиями *b* и *e* дает в разнице ординат получаемую экономию тепла вследствие применения машины, работающей с противодавлением, что представлено линией *f* в % всего расхода тепла в конденсационной установке. Эта экономия тепла изменяется между 25 и 30% при 1,5 атм. абс. противодавления и соответственно при переходе от 10 атм. начального давления к 60 атм.; между

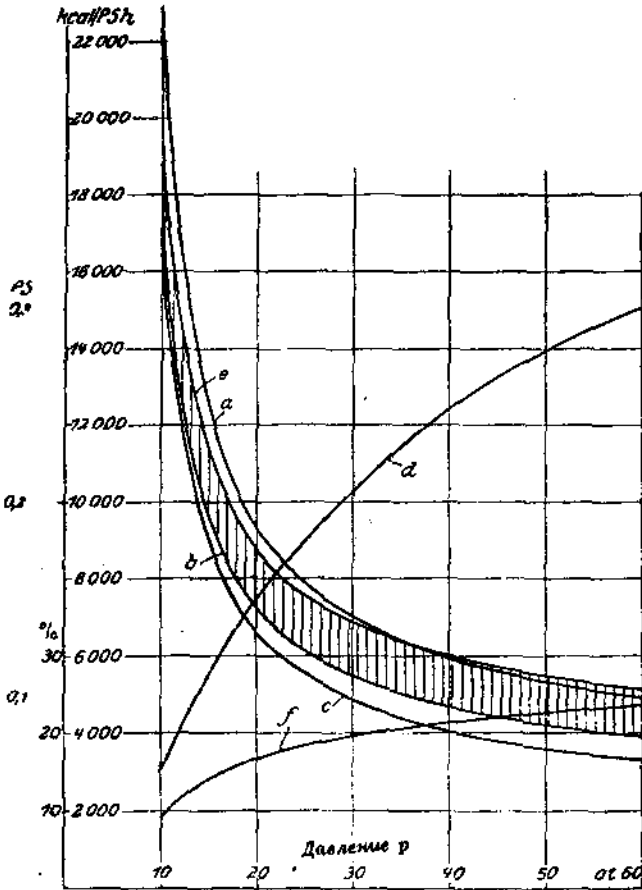


Фиг. 7. То же, что и на фиг. 6, но противодавление  $p_2 = 3$  атм. абс. и линия *b* относится к температуре  $132,9^\circ\text{C}$ .

18 и  $27\%$ —при 3 атм. абс. противодавления и в тех же границах давления и между 9 и  $23,5\%$ —при 6 атм. абс. противодавления. Таким образом ожидаемый от теплосиловых машин или от работы с противодавлением эффект увеличивается вместе с начальным давлением и тем сильнее, чем выше принятое противодавление; чем выше начальное давление, тем слабее зависимость силовой экономии от противодавления.

Теплотехнические выгоды от возрастания начального давления до 60 атм. поэтому значительно выше у машин с противодавлением, чем у чисто конденсационных машин. Далее по диаграммам на фиг. 6, 7

и 8 можно увидеть, что при вышесказанном начальном давлении в 60 атм. тепловая экономия против конденсационных машин составляет 30,27 и 23,5 процентов для противодавлений 1,5, 3,0 и 6,0 атм. абс. При меньшем начальном давлении, напр., 10 атм., соответствующее сбережение тепла составляло бы только 25,18 и 9 процентов. Эти числа



Фиг. 8. То же, что и на фиг. 6, но противодавление  $p_2 = 6$  атм. абс, и линия  $b$  относится к температуре  $158,7^\circ\text{C}$ .

доказывают, что при применении высокого начального давления экономия в тепле также значительно растет вместе с падением противодавления.

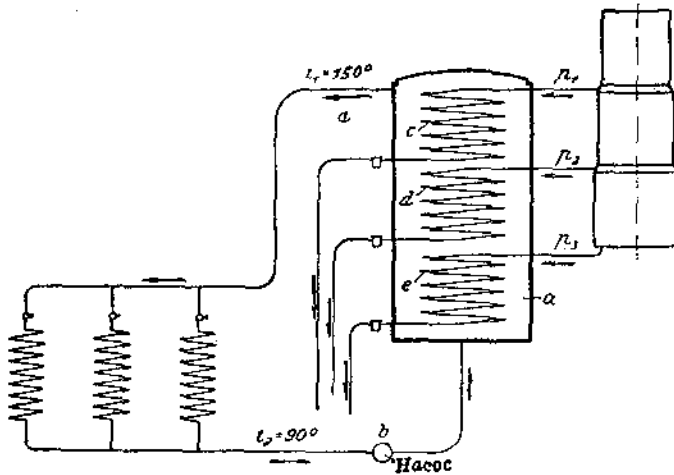
Выбор противодавления обусловлен желательной температурой нагревания. Без учета потерь давления и неизбежных падений температуры в нагревательных аппаратах противодавление должно соответствовать той температуре пара, какая приравнивается необходимой

наивысшей температуре нагревательного процесса. Этим определяется низшая граница противодействия для каждого отдельного случая, и к этому давлению следует из теплотехнических оснований по возможности ближе подойти.

Если я здесь указываю на ограничение давления для нагревательных целей с особым подчеркиванием, то это происходит в виду **того**, что во многих значительно преобладающих случаях применяют в промышленных нагревательных установках слишком преувеличенные выше давления для отопления. Напр., большинство нагревательных аппаратов в текстильном производстве <sup>1)</sup> должны дать температуру ниже  $100^{\circ}$ , но работают в среднем с давлением от 3 до 5 атм. Точно также обстоит дело и в других потребляющих теплоту производствах, — в бумажном, химическом и т. д. Если считать — при намерении применить выше начальные давления — такое положение **дел** правильным или в хозяйственном отношении не имеющим значения, то достижение успехов в работе с противодействием станет надолго невозможным.

### Новый метод нагревания.

Теперь уместно будет решить вопрос о возможности повысить пол. действия работы с паром, имеющим нагревательное назна-

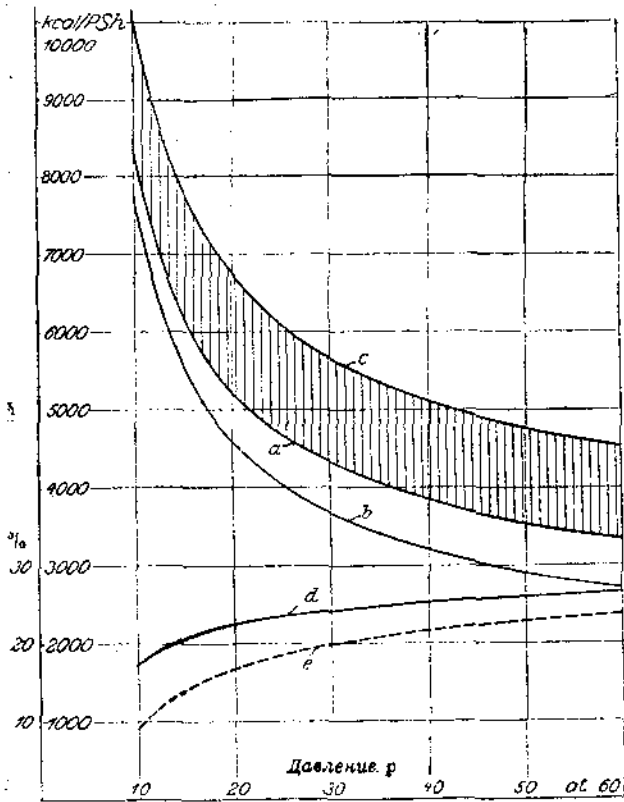


Фиг. 9. Схема многоступенчатой машины с противодействием с подогретой водой в качестве теплопередатчика.

чение, не понижая температуры нагревания. Если для какой-либо нагревательной цели нужна температура нагрева  $t_1$ , соответствующая

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. J., 1923, стр. 256.

давлению пара  $p_1$ , то это последнее давление и есть противодействие в паровой машине, если ее отработавший пар должен быть использован для нагревания. Если нагревание производится водой одинаковой температуры  $t_1$ , которая затем охлаждается в нагревательных аппаратах до  $t_2$ , то вода должна быть подогрета паром противодействия от



Фиг. 10. Расход тепла в многоступенчатой машине с противодействием в зависимости от давления.

$a$ —расход тепла,  $b$ —тепло для нагревания,  $c$ —эквивалентный расход тепла при работе с конденсацией,  $d$ —экономия тепла по отношению к работе с конденсацией,  $e$ —экономия тепла при работе соответственной одноступенчатой машины с противодействием.

ственно давлению пара в отдельных ступенях постепенно от  $t_2$  до  $t_1$ . Примем  $t_1 = 150^\circ \text{Ц.}$  и для охлаждения воды в нагревательных аппаратах  $t_2 = 90^\circ \text{Ц.}$ , тогда подогрев составляет  $60^\circ$ . Если каждая из трех ступеней должна дать подогрев на  $20^\circ$ , то самый нижний змеевик должен подогреть воду до  $110^\circ$ , второй—до  $130^\circ$  и третий—до  $150^\circ$ . Выбрав

$t_2$  до  $t_1$ . Это может быть сделано по ступеням, на подобие схемы фиг. 3, так что рабочий пар может быть использован частично до значительного низшего давления, чем  $p_1$ .

Схему такой установки изображает фиг. 9, в которой  $a$  представляет резервуар для теплой воды; здесь вода при своей циркуляции подогрывается паром противодействия от  $t_2$  до  $t_1$ . Между трубопроводами прямого и обратного движения воды включены нагревательные аппараты. Насосом  $b$  вода приводится в движение. Нагревательные змеевики  $c, d, e$  включаются в отдельные ступени многоступенчатой машины с противодействием и нагревают воду соответ-

давление пара в каждом нагревательном змеевике таким, чтобы соответственная температура была выше необходимой температуры воды на  $5^{\circ}$ , получим трехступенчатую машину с конечным давлением  $p_1 = 5,5$  атм. абс.  $p_2 = 3,2$  атм. абс. и  $p_3 = 1,7$  атм. абс.

Расход тепла в такой трехступенчатой машине, работающей в каждой ступени с перегретым паром, а в конце расширения насыщенным, представлен на фиг. 10 линией *a*; тепло, полученное для нагревания, т. е. отданное циркулирующей воде, представлено линией *b*. Если нанести на линию *b* расход тепла чисто конденсационной машины, то получается линия *c*, а в виде заштрихованной площади дана экономия тепла вследствие работы с противодавлением. Линия *d* показывает изменение экономии тепла в % в зависимости от начального давления. Сравнение этого результата с данным на фиг. 8 подчеркивает чрезвычайный эффект от применения нагретой воды в качестве теплопередатчика. Представленная на фиг. 8 линией *f* экономия тепла перенесена на фиг. 10, как линия под обозначением *e*. В то время, как, согласно фиг. 8, для 30 атм. начального давления экономия может быть определена лишь в  $19,5\%$ , по фиг. 10 она составляет для того же самого начального давления  $24\%$ . Само собой разумеется, нагретая вода должна находиться под давлением, соответствующим ее температуре; есть уже установки, где нагретая вода использована для отопления при аналогичных условиях. Возможность таких устройств, следовательно, должна считаться доказанной.

## Комбинирование силового и теплового производства.

Промышленные установки могут быть разделены на три группы с точки зрения снабжения силой и теплом:

1. Установки с большой потребностью в силе и ничтожной потребностью в тепле.
2. Установки с большой потребностью в силе и в тепле.
3. Установки с малой потребностью в силе и преобладающей потребностью в тепле.

В то время, как установки 1-го рода представляют небольшие возможности для объединения силовых и тепловых потребностей, для установок 2-го и 3-го рода такое соединение во многих случаях возможно, и в течение последнего десятилетия возникли многочисленные установки, где эта идея проведена с большой выгодой. Однако, полного максимального эффекта согласно высказанным здесь соображениям добивались редко.



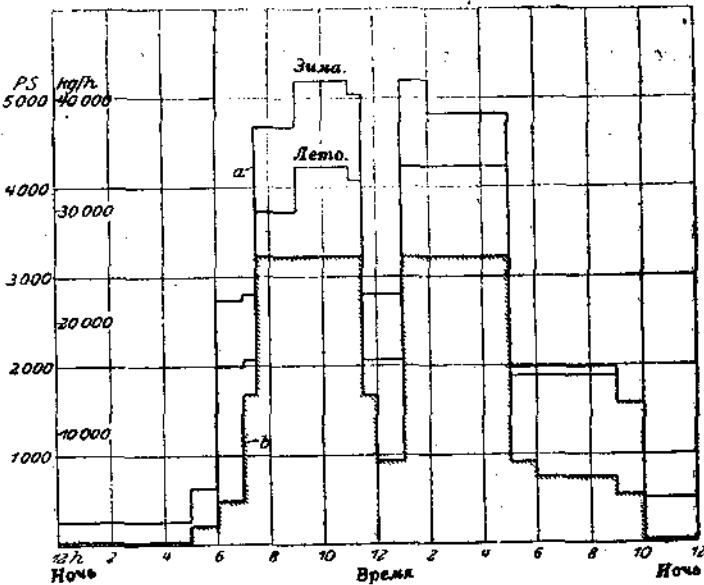
В таблице 1 показано на ряде практических примеров, какими получаются соотношения для некоторых промышленных установок. В этих восьми установках можно при применении сравнительно небольшого начального давления получить достаточную для производства силу вместе с необходимым паром для нагревания. Следует иметь в виду далее, что в большей части рассматриваемых здесь установок давление для нагревания (противодавление) можно еще значительно снизить; если бы соответственно сконструировать нагревательные аппараты и паропроводы, то можно было бы дать для производства силу еще при более низких начальных давлениях вместе с заданным количеством пара для нагревательных целей.

Т а б л и ц а 1.

Силовые и тепловые потребности в различных производствах.

№	Род производства	Потребность в силе лощ. с.	Тепловая потребность	Возможно получить мощность при 40 атм. лощ. с.	Избыток мощности лощ. с.
1	Текст. ф-ка	800	10.000 — 15.000 кг./час пара 3 атм. абс. . . . . 20 м <sup>3</sup> /час воды 90° . . . . .	1710—2750 730	1640—2500
2	"	200	10.000 — 12.000 кг./час пара 3 атм. абс. . . . . 50 м <sup>3</sup> /час воды 90° . . . . .	1700—2040 1.830	3330—3670
3	"	400	1.000 — 12.000 кг./час пара 3 атм. абс. . . . . 70 м <sup>3</sup> /час воды 35° . . . . .	170—340 1130	900—1070
4	"	400	10.000 — 12.000 кг./час пара 6 атм. абс. . . . .	1240—1400	840—1000
5	"	800	30.000 — 35.000 кг./час пара 6 атм. абс. . . . .	3720—4340	2920—3540
6	Ф-ка резин. и др.	300	4.000 — 6.000 кг./час пара 6 атм. абс. . . . .	500—750	200—450
7	Целлюлоз. ф-ка	1000	6.000 кг./час пара 6 атм. абс. . . . . 6.000 кг./час пара 3 атм. абс. . . . .	740 1030	770
8	Кожевенная ф-ка	1000	7.000 — 15.000 кг./час пара 3 атм. абс. . . . . 50 м <sup>3</sup> /час воды 40° . . . . .	1200—2570 1020	1220—2590

Чтобы показать, какое количество энергии можно получить с потребным для нагревания паром при заданном противодавлении, я вычислил в столбце 5 табл. 1 мощности для начального давления в 40 атм. и для машины, работающей при принятых выше предположениях с коэффициентом пол. д. в отдельных ступенях 80%. При этих предположениях в столбце 6 даны избытки энергии. Отсюда видно, что 8 фабрик табл. 1-й могли бы со своим теплом для нагревательных целей получать на 12.000—15.000 лощ. сил больше, чем им нужно для своего собственного производства.



Фиг. 11. Расход пара для силовых и тепловых потребностей на одной текстильной фабрике.

*a* — расход тепла для нагревательных потребностей производства и полученная при этом энергия при 40 атм. начального давления, 345° Ц и 6 атм. абс. противодавления; *b* — расход силы в производстве.

Для одной очень большой текстильной фабрики, где соотношения для тепло-силового производства особенно удачны, представлены на фиг. 11 линией *a* расход пара для нагревания и полученная отсюда энергия, а линией *b* представлена потребность в мощности. Также и на этой фабрике, след., можно было получить безошибочно на 1.000—2.000 л. с. больше, чем требует собственное производство. Пока же эта фабрика покрывает  $\frac{2}{3}$  необходимой ей энергии от городской сети.

Число примеров, для коих не может быть найдено никакого выравнивания силовой и тепловой потребности, как в упомянутых, можно

увеличить по желанию. В других отраслях промышленности, помимо здесь указанных, соотношения аналогичны.

Выгода, какую можно извлечь при помощи устройства установки с высоким давлением и вместе с использованием пара для нагревания в целях получения энергии, — может быть фактически осуществлена в очень многих промышленных установках лишь в ничтожной части. Это объясняется тем, что и силовые и тепловые потребности, выражаемые в паре, не соответствуют технически достижимым соотношениям. Даже там, где в среднем тепловые и силовые потребности удовлетворительно дополняют друг друга, невозможно никакое совершенное использование пара, так как и силовые и тепловые потребности колеблются независимо друг от друга.

### Выравнивание силовой и отопительной потребности.

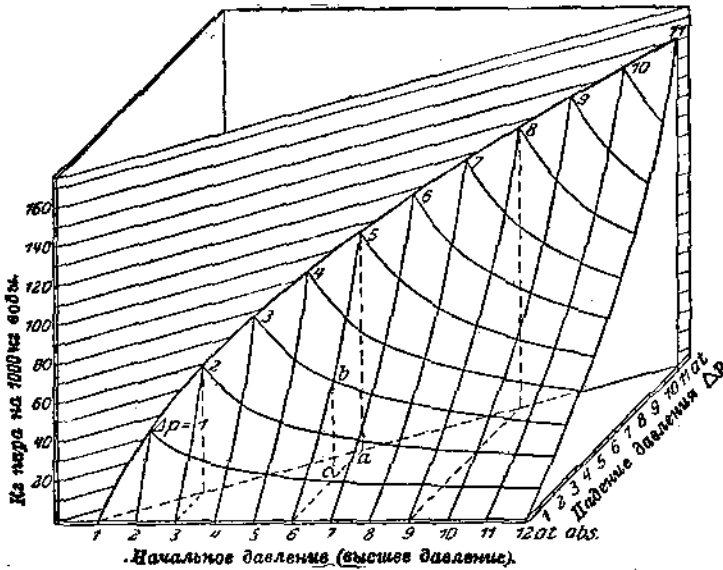
Вследствие указанных причин необходимо между паровой машиной и нагревательными потребителями пара включить некоторое выравнивающее устройство. Если отработавший в машине пар служит непосредственно носителем теплоты для нагревательных целей, то может быть применен соответственным образом установленный аккумулятор пара, при использовании же нагретой воды, как теплопередатчика, к выравниванию можно привлечь ее самое. Действие парового аккумулятора, отнесенное к 1 кг. водяного объема, растет вместе с допустимым падением давления и падает вместе с давлением пара.

На фиг. 12 представлены соотношения между давлением пара, падением давления и производительностью (эффективностью) выравнивания. Если, напр., допустимое наивысшее давление в аккумуляторе 6 атм. абс., то отрезок *bc* представляет эффективность аккумулятора в кг. пара, каковая эффективность на 1000 кг. водяного объема соответствует падению с 6 до 3 атм. Сильное падение эффективности аккумулятора вместе с давлением приводит равным образом к необходимости иметь возможно низкое давление для нагревательных аппаратов (противодавление). Чем ниже это последнее давление, тем легче можно включить в систему успешно действующий тепловой аккумулятор и тем экономичнее выходит установка.

Если мы хотим приблизиться к осуществлению идеи использования всего пара в силовом назначении прежде его применения для нагревательных целей, — следует признать недопустимым выравнивание силовых и тепловых потребителей в большом размере.

К нашему стыду приходится признать, что в этой области, не считая десятилетнего распространения самой идеи, сделано очень мало.

Хотя уж давно есть установки, которые успешно применяют нагревательный пар для получения силы, а полученную энергию,—каковая не потребляется в собственном предприятии,—отдают на сторону в виде электрического тока; хотя на различных примерах безупречно доказано, что провести эту идею можно с хозяйственной выгодой уже при ~~небольшых~~ **небольшых** начальных давлениях от 10 до 15 атм.,—все же этот метод ~~получил~~ **получил** мало доступа в промышленные круги; и это даже во время



Фиг. 12. Производительность аккумулятора пара в зависимости от давления пара и его падения.

большой нужды в угле там, где применение этого сильно действующего средства особенно касается сбережения топлива. Причина такого отношения заключается в том, что применение таким способом полученной энергии встречает, вообще, большие трудности.

Самый простой путь — отдать эту энергию одному или нескольким соседним потребителям — только в том случае удастся, если такое снабжение возможно без обращения к помощи публичных норм. Но, если предприятия разделены пространством, каковое может быть использовано лишь электрическими станциями общественного пользования, — приходится преодолевать правовые препятствия. Известны даже случаи, когда предприятия, производственные цехи которых разделены общественной дорогой, не в состоянии подать пар с одной стороны улицы от теплосиловой машины на другую сторону, хотя и паропро-

вод и водопровод проложены между этими раздельными частями уже долгие годы. Даже там, где под улицей находится 'путепровод для движения между обеими частями предприятия, не допускалась передача электрической энергии.

Техническая трудность, далее, заключается в том, что избыточная энергия, получаемая в виде побочного продукта, зависит от расхода пара для нагревательных целей, так что не может быть согласована с потребностью абонентов, если даже до некоторой степени это может быть сделано с помощью соответственным образом установленного выравнивающего устройства (аккумулятора). Само собой разумеется, что такая доставка энергии в значительной мере нарушает расчеты, вследствие ограничения способности к подаче.

### Центральные теплосиловые станции.

Технические, хозяйственные и правовые трудности уменьшаются в известной степени там, где они более не могут помешать осуществлению указанной идеи, а именно, если сгруппированные по соседству предприятия решаются на сооружение общей теплосиловой станции, которая доставляла бы электрическую энергию и тепло всем участникам. Этот случай имеет следующие преимущества:

1. Соединение разнообразных мастерских уже образует весьма действительное выравнивание, именно благодаря разнообразию потребностей участников в тепле и силе.

2. Можно соорудить большую станцию, не нарушая ее хозяйственного значения, весьма совершенным образом и вследствие этого лучше использовать теплоту горючего, чем в нескольких маленьких установках.

3. Работа центральной силовой станции находится в руках специалистов, которые все свои силы направляют на хорошую хозяйственную организацию производства тепла и силы, в то время как в отдельных предприятиях паровые установки часто представляют лишь побочный цех.

4. Потери из-за перерывов в производстве и на растопку уменьшаются.

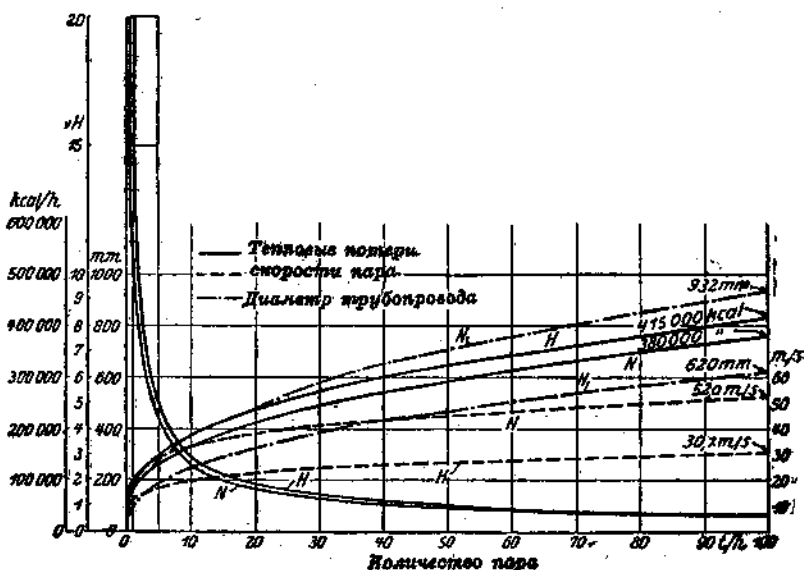
5. Расходы на обслуживание и на поддержание в исправном состоянии центральной силовой станции значительно отстают от таковых же затрат для всех отдельных станций.

6. Тепловая станция может заключить со станциями общественного пользования удобный для обеих сторон договор в отношении выравнивания потребления тока.

Также затраты на сооружение одной главной станции вообще ниже, чем для сооруженных отдельных станций. Общего правила, однако, здесь нельзя установить, так как к затратам на силовую станцию присоединяются еще затраты на паропроводы и на канализацию тока.

Нельзя сомневаться, что на этом пути преодолеваются все те трудности, какие до сих пор противопоставляли комбинированию тепловой станции с силовой.

Как сравнительно новую задачу, которая может дать повод для обсуждения, следует рассмотреть при этом теплопроводящую сеть. Целесообразное разрешение этого вопроса ставит, конечно, перед инженером некоторые трудные задачи, однако, особых помех здесь не встречается.

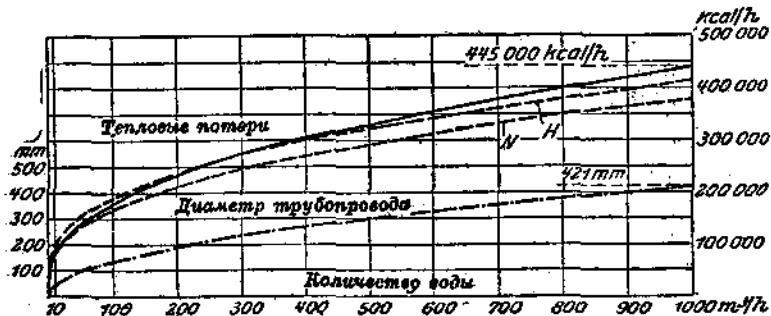


Фиг. 13. Потери тепла при подаче насыщенного пара в зависимости от давления и количества пара.

Фиг. 13 и 14 дают диаграммы необходимых диаметров и возможных потерь давления и тепла, причем и диаметр трубопровода и тепловые потери представлены и для подачи пара и для подачи нагретой воды. Фигура 13 показывает диаметр трубопровода для подачи 100 т./час пара на расстояние 1 км., скорость пара и тепловые потери; а именно линии *N* относятся к подаче пара 1,5 атм. абс. при потере давления 0,25 атм. на 1 км. длины трубопровода, линии *H* относятся к пару 6 атм. абс. начального давления и 5,5 атм. абс. конечного давления. Приняты в основе этих графиков предохранительные

устройства против потери тепла не вполне еще совершенны; для толщины изоляции взято 60 мм. и теплопроводность изоляционного материала  $\lambda = 0,1$ ; наилучший ныне известный изоляционный материал дает  $\lambda = 0,07$ , а толщину изоляции можно еще усилить, не увеличивая затрат.

Согласно фиг. 13 и 14, тепловая потеря сильно падает с увеличенным потреблением количества пара; она составляет уже при 10 тоннах меньше 3%, а при 50 тон. только 1% передаваемого в сети количества тепла. Аналогично складываются соотношения и при подаче нагретой воды (фиг. 14). Так как здесь необходима прямая и обратная сеть, то в расчет принято для расстояния в 1 км. длина трубы в 2 км. Диаграмма построена в предположении, что использована вода, нагретая



Фиг. 14. Потери тепла при подаче нагретой воды в зависимости от количества воды.

тая до 150°, и охлажденная в нагреваемых аппаратах до 100°. Чтобы сделать возможным сравнение с канализацией пара, я принял, что в нагревательном паре можно использовать лишь теплоту парообразования. 100 тонн пара поэтому соответствуют 50 милл. б. калорий. Для переноса этого количества тепла при 50° падения температуры воды необходимо 1000 т./час воды. Диаграмма на фиг. 14 доведена до этого количества воды. Расчет диаметра трубопровода относится к скорости воды принятой в 2 м./сек.

Потеря тепла при переносе одинаковых количеств тепла несколько больше для сети с нагретой водой, чем в напропроводе.

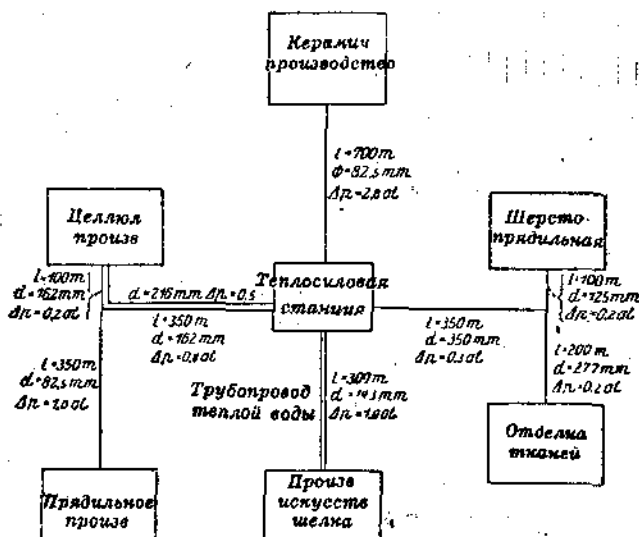
Однако следует иметь в виду, что при применении пара, как теплопередатчика, необходим также и обратный трубопровод для конденсата; его потери превышают потери напропровода, так что общая потеря при применении пара, как теплопередатчика, больше чем для нагретой воды.

Ни в коем случае, однако, тепловые потери в трубопроводах не могут явиться серьезным препятствием для переноса больших количеств тепла на большие расстояния.

Потери в немного процентов уравниваются в среднем выгодами от лучшего производства энергии и от использования ее в центральной силовой установке.

### Разработка примера.

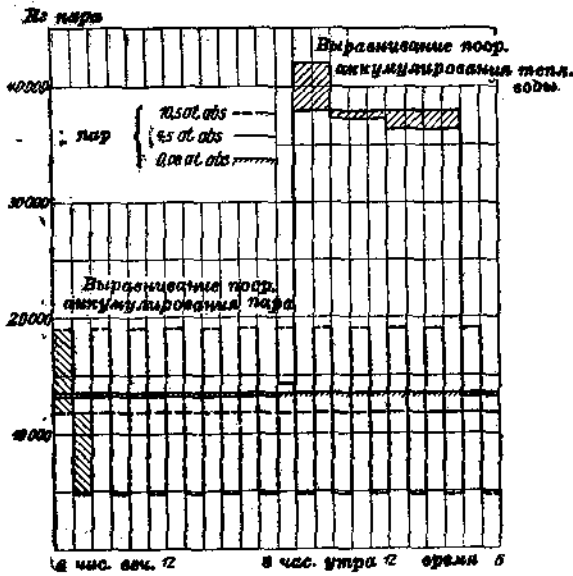
Выполнение предприятия такого рода дает результаты, которые представлены в примере, разработанном в теплотехническом семинарии Высшей Технической Школы в Дармштадте. Шесть фабрик, — одна целлюлозная, одна прядильная, одна ф-ка искусственного шёлка, одна текстильная для отделки тканей, одна шерсто-прядильная и один керамический завод приключены к общей теплосиловой станции, которая отдает электрическую энергию также и другим производствам.



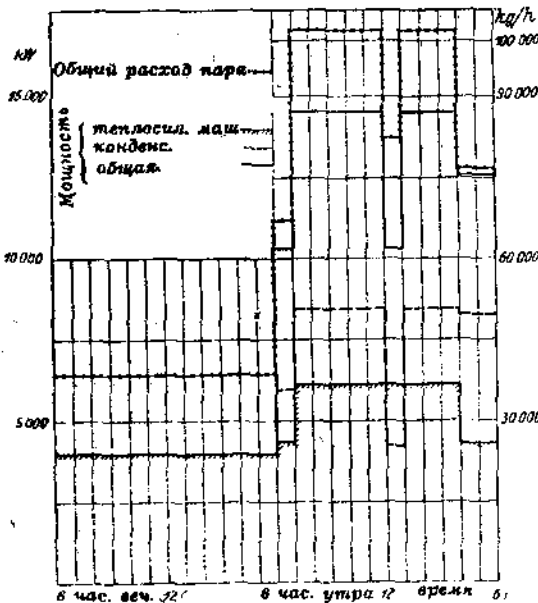
Фиг. 15. План расположения теплосиловой станции.  
 Общая длина трубопровода 3000 м.

Из фиг. 15 можно видеть взаимное расположение отдельных фабрик. Приключенные фабрики расходуют пар для нагревания различных давлений, а также нагретую воду различных температур. Чтобы по возможности получить простую установку, — давления, с какими нагревательный пар отводится от машины, приняты в 10, 4,5 и 0,08 атм. абс. Пар в 10 и 4,5 атм. абс. распределен по фабрикам, а пар 0,08 атм. абс. использован для нагревания воды до  $35^\circ$ , каковую в большом количестве расходует фабрика искусственного шёлка. Теплосиловая машина должна, таким образом, работать с тремя ступенями противодавления. Эта машина выполнена настолько большой, что





Фиг. 16. Расход нагревательного пара на тепло-  
силовой станции.



Фиг. 17. Общий расход пара и мощность тепло-  
силовой и конденсационной машины на тепловой  
станции.

может переработать за  
необходимое количество  
нагревательного пара.

Фиг. 16 показывает  
расход на станции пара  
различных давлений. Пар  
10 атм. abs. потребляется  
главным образом на цел-  
люлозной фабрике; его  
расход поэтому подвер-  
жен очень большим ко-  
лебаниям, которые вы-  
равниваются паровой  
аккумулятором в 460 м<sup>3</sup>.  
Колебания в расходе  
нагревательного пара  
4,5 атм. давления по-  
лучают выравнивающее  
устройство в баке для  
нагретой воды, находя-  
щемся на текстильной  
фабрике для отделки тка-  
ней; вследствие этого  
потребность в нагрева-  
тельном паре остается  
приблизительно одина-  
ковой и во время ноч-  
ной и во время дневной  
работы.

Паровая машина,  
работающая паром на-  
гревательного назначе-  
ния, рассчитана для на-  
чального давления в  
30 атм. и начальной тем-  
пературы 320° Ц. Тер-  
модинамический коэф-  
ф. пол. д. трех ступеней  
машины, выполненной  
в виде турбины, прин-  
ято 65, 70 и 75 про-  
центов.

При этом получают изображенные на фиг. 17 мощности теплосиловой машины, изменяющиеся между приблизительно 4.000 и 6.000 кв. Общая потребность в силе приключенных предприятий в течение ночи вполне покрывается мощностью теплосиловой машины; днем же потребность в силе возрастает почти до 15.000 кв. Поэтому наряду с теплосиловой машиной работает конденсационная турбина. Общий расход пара на станции, — и расход теплосиловой машины, и расход конденсационной турбины, — точно также изображен на фиг. 17. Расход теплосиловой машины — тот именно, который вполне использован на приключенных фабриках, — составляет ежедневно 1.153.000 кгр., а расход чисто конденсационной машины 425.000 кгр. Таким образом, ежедневно следует произвести пару всего 1.578.000 кгр. Ежедневная потеря тепла в сети — от теплосиловой станции к приключенным фабрикам — составляет в предположении хорошей изоляции сети около 14 млн. б. кал., т. е. потеря равна теплосодержанию 2% нагревательного пара. Теплосиловая машина ежедневно вырабатывает около 114.000 квч., а конденсационная турбина около 96.000 квч. Таким образом, вся полученная энергия составляет ежедневно 210.000 квч.

Легко видеть, что при высшем начальном давлении, чем 30 атм. и в предположении термодинамического коэф. пол. д. в 80% было бы возможно выработать всю электрическую энергию только на теплосиловой машине без конденсационной турбины.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ.

Предыдущие выводы могут быть составлены следующим образом.

1. Увеличение давления пара свыше 30 атм. приводит для чисто конденсационной машины только к скромной экономии тепла, которая сверх того зависит в большой мере от типа и выполнения паровой машины, а также от характера снабжения питательной водой. Постоянное тщательное улучшение, направленное равномерно и на использование тепла в котле, и на коэф. полезн. д. машины, и на применение пара для подогрева питательной водой, — все это может привести к выделению эффекта и в теплотехническом и в хозяйственном отношении.

2. При переработке пара в теплосиловой машине значительно возрастает экономия тепла вместе с начальным давлением и тем больше, чем выше потребное противодействие. При равных же условиях экономия тепла растет вместе с уменьшением противодействия.

3. Всегда необходимое в случае теплосиловой машины выравнивание расхода силы и расхода тепла может быть достигнуто одними и теми же средствами с тем большей эффективностью, чем ниже противодействие.

4. По основаниям, изложенным в п.п. 2 и 3, противодействие должно всегда выбираться как можно ниже.

5. Наибольший прогресс в потреблении тепла, — какового следует ожидать от повышения давления пара, — заключается в том, что тепловая машина находит себе всеобщее применение. Но это только в том случае возможно, если сооружение теплосиловых станций будет поощряться теплотехникой, потребителями силы и тепла, а прежде всего государственными, областными и городскими органами управления. Это было бы вместе с тем наиболее достойным признанием, которому немецкая техника может воздать своим пионерам пара высокого давления.

# Метод противодействия и его применение к паровым турбинам.

Г. Церковиц. Мюнхен.

## Часть I. Теплотехнические основания.

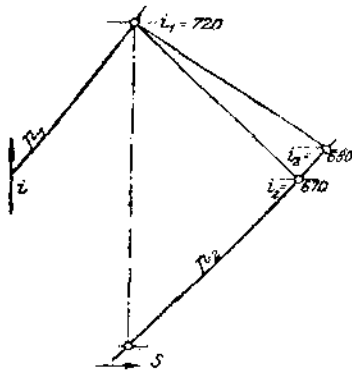
Паровые двигатели — будь то паровые машины или паровые турбины — в отношении коэффициента полезного действия уступают двигателям внутреннего сгорания, если только начальное давление пара не превосходит 40 атм. Но, соединив отдачу силы с теплоснабжением, можно, как известно, значительно повысить экономичность паровой установки. Часто употребляемое для такого сочетания обозначение „использование отработанного пара“ не соответствует цели подобной установки. Здесь было бы правильнее говорить об установке тепло-силовой или об установке с противодействием. Термин „машина с противодействием“ в более широком смысле охватывает также и так называемые машины с промежуточным оборотом пара, ибо в принципе — одно и то же — относится ли метод работы с противодействием, т. е. включение силовой ступени перед нагревательной установкой, ко всему пару или только к части пара, подведенного к машине. Ниже раз- вытые соображения прежде всего имеют в виду паровые турбины, но некоторые выводы могут быть перенесены лишь с небольшим изменением и на паровые машины. Различие между обоими родами машин заключается прежде всего в том, что в турбине механические потери играют второстепенную роль, а в паровой машине, особенно в части высокого давления, значительными оказываются тепловые потери. В новейшее время стремятся — и с успехом — улучшить относительный коэффициент полезного действия паровой турбины: рука об руку с этими улучшениями идут работы, направленные к повышению начального давления.

Пренебрегая потерями, естественно считать равнозначным рассмотрение паровой машины или турбины.

## Метод противодействия в узком смысле.

ли перед отопительной или варочной, сушильной и т. п. установкой включена паровая турбина, причем все количество пара, привлеченное к работе, может быть использовано для отопительных целей, то имеют место, не принимая во внимание потерь в котле, преимущественно ничтожные потери механические и потери на излучение. Не вводя их в расчет, можно утверждать, что использовано ~~то~~ подведенное к машине количество тепла, а именно, в одной части — ~~как~~ механическая работа, в другой — как тепло для нагревания. **БМ** В таком рассмотрении является не только безразличным, насколько высоким выбрано давление для отопления, но также не имеет значения, с каким относительным коэффициентом полезного действия работает машина.

Для 1 кг. пара с начальным теплосодержанием в  $i_1$  тепловых единиц  $i_1 - i_2$  б. кал./кг. превращены в работу, а  $i_2$  б. кал./кг. употреблены на нагревание. Отсюда иногда делали вывод, что „расход тепла“ для этой машины составляет также только  $i_1 - i_2$ , так что, в со-



Фиг. 1. Метод противодействия при различных величинах конечного теплосодержания.

ображении упомянутых ничтожных потерь, относительный коэффициент полезного действия мог быть исчислен почти в 100%. Этого рода оценка не дает, однако, средства для более глубокого проникновения в сущность метода работы с противодействием. Если, напр., выбрать значение  $i_1 = 720$ , а  $i_2 = 670$  для одного случая и  $i_2 = 680$  для другого (см. фиг. 1), то работа соответствует в первом случае 50, а во втором — 40 б. кал./кг.

В то время, как работа в первом случае на 25% больше, чем во втором, неиспользованное тепло для нагревания соответственно только на 1,5%

больше. Уже отсюда ясно, что оба случая в теплотехническом отношении не могут быть равноценными. Впрочем, нужно только ввести содержание второго начала термодинамики, чтобы увидеть, что подобная оценка сущности метода противодействия выступает не в надлежащем свете.

Часто поэтому избирают другой путь: сравнивают метод противодействия с установкой, у которой снабжение силой и теплом раздельны, и приводят в известность разницу в расходе тепла, так называемую

экономии. В различных сочинениях сделаны попытки установить общие формулы для величины этой экономии <sup>1)</sup>.

Для дальнейших изысканий основанием служат, главным образом, следующие исходные положения:

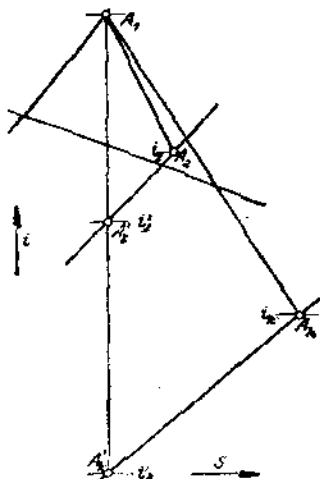
1. Главные уравнения отнесены не к единице мощности, но к определенному количеству пара. Для установки, работающей с противодавлением, следует в действительности исходить из того факта, что **налицо** есть потребность в некотором заданном количестве пара для **нагрева** или для производства. Расчеты же, отнесенные к мощности, не позволяют с ясностью осветить, как это дальше будет показано, **всю совокупность** возникающих явлений.

2. Задача ставится не только о необходимом количестве тепла—а в случае **нагревательных** потребностей и преимущественно не только так—но главным образом об его состоянии, т. е. о **давлении** и **температуре** пара для **нагревания**. Пар для нагревания в 5 атм. абс. есть нечто совсем иное, чем пар в 2 атм. абс., или даже еще 0,3 атм. абс. Следовательно, в расчеты никогда не вводится „количество тепла для нагревания“.

3. Формулы, позволяющие произвести оценку, не должны быть перегружены коэффициентами полезного действия, относительным и абсолютным. Ведь, **прежде** всего желательно получить вывод о **влиянии** важнейших величин, как **высота** давления промежуточного пара, **противодавления** и т. п. Этой цели лучше всего можно достичь, если **сначала** отказаться от учета второстепенных влияний и рассматривать их **дополнительно**, особо для каждого данного случая.

Пусть  $p_1$ —давление свежего пара,  $p_2$ —давление пара для нагревания; для нагревательных целей необходимо в час количество пара  $G_g$  давления  $p_2$  и теплосодержания  $i_2$  (точка А фиг. 2). посредством этого количества пара в машине с противодавлением производится в 1 час работа (в больших calorиях):

$$Q_g = G_g (i_1 - i_2) = G_g (i_1 - i_2') r_w \dots (1)$$



Фиг. 2. Сравнение метода противодавления с отдельно работающей установкой.

<sup>1)</sup> Reutlinger, Die Zwischendampfverwertung, Berlin 1912; Gramberg, Maschinenuntersuchungen, Berlin 1921; Pauer, Sammelheft „Zur Entwicklung der Wärmewirtschaft“, Berlin 1922.

Здесь  $\eta_{gr}$  обозначает внутренний относительный коэффициент полезного действия машины, работающей с противодавлением. Его уменьшают еще механические потери, что вначале не может быть принято во внимание.

При раздельной работе пусть то же количество пара для нагревания  $G_g$  с теплосодержанием  $i_2$  производится особым котлом; давление в котле должно равняться по меньшей мере  $p_2$ . Для силовых потребностей при этом доставляется количество пара  $G_k$  давления  $p_1$  и с содержанием тепла  $i_1$ ; давление в конденсаторе примем —  $p_k$ . Производимая в отдельной конденсационной турбине работа составляет в час:

$$\mathcal{A}_k = G_k (i_1 - i_k) = G_k (i_1 - i'_k) \eta_k, \quad (2)$$

причем  $\eta_k$  обозначает относительный коэф. пол. действия этой турбины. Должно быть теперь  $\mathcal{A}_g = \mathcal{A}_k$ , откуда получается

$$G_k = G_g \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_k} \quad (3)$$

Часовой расход тепла составляет для раздельной установки

$$W_1 = G_g i_2 + G_k i_1 \quad (4)$$

а для установки с противодавлением

$$W_{II} = G_g i_1 \quad (5)$$

Экономия равна:

$$E = W_1 - W_{II} \quad (6)$$

или из (4) и (5) с учетом (3)

$$E = G_g \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_k} i_k = G_k \frac{(i_1 - i_2) \eta_{gr}}{(i_1 - i'_k) \eta_k} i_k \quad (7)$$

или также

$$E = \mathcal{A}_g \frac{i_k}{i_1 - i_k} \quad (7a)$$

Экономия, отнесенная к 1 работы, получается отсюда:

$$\mathcal{E} = \frac{E}{\mathcal{A}_g} = \frac{i_k}{i_1 - i_k} \quad (8)$$

или обозначим через  $N_g$  — мощность установки с противодавлением в кв.:

$$\mathcal{E}_{кв.} = \frac{E}{N_g} = \frac{860 i_k}{i_1 - i_k} \quad (8a)$$

Эта формула установлена уже Пауэром. Хотя в ней не содержится величин, зависящих от высоты противодавления, нельзя, однако,

делать вывода, что экономия независима от этой последней высоты. Имеет важность поэтому не  $\mathcal{E}$ , но  $E$ , т. е. экономия, отнесенная к количеству пара, идущему на нагревание или на работу с противодействием.

Как видно из уравнения (7), экономия увеличивается — а вместе с ней растет и значение метода противодействия — прежде всего с увеличением перепада тепла и с увеличением относительного коэффициента полезного действия машины. Таким образом неизменным условием является здесь получение величины  $i_2$  как можно меньшей посредством выбора низкого давления пара для нагревания <sup>1)</sup>, а также меры в интересах благоприятного относительного коэффициента полезного действия. Если даже рассматривать машины, не имеющие потерь, влияние противодействия все же имеет место, как показывает основное уравнение (7). В действительности, конечно, может случиться, что для определенного производства потребность в мощности в отношении к теплоте для нагревания ничтожна; здесь может быть применена менее хорошая машина с противодействием или повышением самого противодействия. С общей теплотехнической точки зрения такую меру нельзя, однако, рекомендовать. Она, правда, выполняет свою цель в частнохозяйственном смысле, именно в пределах, касающихся отдельного производства, однако в народно-хозяйственном масштабе она дает неблагоприятное использование топлива.

Нередко, впрочем, имеет место и обратный случай, когда мощность велика относительно потребности пара для нагревания. В этом случае можно включить в параллельную работу с машиной с противодействием другие машины, напр., нормальную конденсационную машину, причем машина с противодействием отдает только ту мощность, какую можно получить с данным количеством пара для нагревания. В последнем случае имеет особенное значение повышение мощности в работе с противодействием.

Поясним общее рассуждение с помощью числового примера.

Для теплосиловой установки располагают 10.000 кг./час. пара при 20 атм. абс. и 300°. Пусть давление пара для нагревания будет 4 я, смотря по обстоятельствам, 6 атм. абс. При относительном коэф. полезн. действия  $\eta_p = 0,65$  вычисления дают

Противодавление $p_2$ . . . . . атм. абс	6	4
Располагаемый перепад $i_1 - p_2$ б.кал./кг.	63	81
Внутренняя мощность работы с противо- давлением . . . . . лош. с.	650	830
Экономия $E$ . . . . . б.кал./час.	155,10*	198,10*

<sup>1)</sup> См. также Forner, Fortschritte in der Entwicklung der Wärmewirtschaft, Изд. V. D. I. 1923.



От снижения противодействия с 6 до 4 атм. абс. экономия возрастает, след., на 430.000 б. кал./час., т. е. на 28%. Разумеется, такая экономия может быть только в том случае извлечена, если 830 лощ. с. (инд.), соответствующие почти 810 лощ. с. (эффект.), использованы на месте или целиком или же частью могут быть отданы чужому потребителю. Можно ли это осуществить и как — все это решается от случая к случаю <sup>1)</sup>.

Наибольшая экономия  $E_{max}$  получается, если давление для нагревания  $p_2$  можно сделать равным  $p_k$ ; к этому приближаются, когда нагревание производят паром из вакуума. Тогда находим из уравнения (7)

$$E_{max} = G_g i_k .$$

Невозможна единственная оценка метода противодействия на той лишь основе, что для всех случаев устанавливается определенное давление пара для нагревания или определенная отопительная температура, так как выбор этих величин существенно зависит от целей применения пара для нагревания <sup>2)</sup>.

Во многих случаях целесообразно выразить экономию в долях израсходованного тепла, откуда получается „удельная“ экономия:

$$\epsilon = \frac{E}{W_{II}} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_k} : \frac{i_k}{i_1} \dots \dots \dots (9)$$

Это имеет особенное значение, если желают исследовать влияние различных начальных давлений пара. Другое относительное число, которое позволяет сравнить работу с противодействием и работу раздельной установки, есть.

$$\lambda = \frac{W_{II}}{W_I} = \frac{i_1^2 - i_1 i_k}{i_1^2 - i_2 i_k} \dots \dots \dots (10)$$

Между  $\lambda$  и  $\epsilon$  существует, впрочем, соотношение

$$\lambda = \frac{1}{1 + \epsilon} .$$

<sup>1)</sup> Об этом см. Gerbel, Kraft- und Wärmewirtschaft in der Industrie, Berlin 1920.

<sup>2)</sup> Schreber («Dinglers polytechnisches Journal», 1922, стр. 51, также «Brennstof und Wärmewirtschaft», 1922, стр. 9.) предложил способ оценки, которая предполагает, что произведенная работа обратно превращается в тепло для нагревания при помощи холодильной машины. В своих примерах он принимает везде температуру нагревания в 50° Ц. Хотя его «оценивающее число» принимает во внимание различие между теплом для работы и для нагревания, однако оно делает не таким ясным, как „экономия“, самый метод противодействия в его собственном смысле.

Значение повышения начального давления рассмотрим на примере, для которого примем, что необходимо  $G_0 = 10.000$  кг./час при  $p_2 = 4$  атм. абс., а для начального давления будем считать для одного случая 20 атм. абс., для другого — 40 атм. абс. Начальные температуры в обоих случаях примем такие, чтобы при  $\eta_s = 0,65$  получились одинаковые значения для  $i_2$ , т. е. одинаковые состояния пара, имеющего нагревательное назначение.

	Случай I.	Случай II.	Увеличение в случае II относительно I в %.
Давление пара $p_2$ . . . атм. абс.	20	40	—
Температура пара . . . . . °Ц.	290	350	—
Внутренняя работа $W_0$ б. кал./час.	514.000	750.000	46
Индикат. мощность . . . лош. с.	812	1.180	46
Термич. коэф. пол. д. . . . . $\eta_t$	0,0716	0,1015	42
Экономия $E$ . . . . . б. кал./час.	1.940.000	2.480.000	28
$\epsilon$ . . . . .	0,27	0,335	24

Сравнение обоих случаев особенно поучительно. Отсюда видно, что с повышением давления мощность увеличивается на 46%, термический коэф. пол. действия  $\eta_t$  машины с противодавлением — на 42% при отнесении его к внутренней мощности, не принимая в расчет нагревания, т. е. при премеии в виде теплоты для нагревания. Для конденсационной турбины, в чем легко убедиться, термический коэф. пол. действия может быть увеличен лишь на 10% путем того же повышения давления. Отсюда уже видно значение выбора высокого начального давления для метода противодействия. Экономия  $E$  возрасла на 28%, но так как и использование тепла стало больше, то экономию  $\epsilon$ , отнесенную к теплоиспользованию и возросшую на 24%, следует рассматривать, как решающую величину.

На важность повышения начального давления указано уже Л. Шнейдером <sup>1)</sup>. В последнее время О. А. Гартманн <sup>2)</sup> в своем сочинении тщательно выяснил значение пара высокого давления для работы с противодавлением.

<sup>1)</sup> L. Schneider, Die Alwärmeverwertung in Kraftmaschinbetrieb, 2 изд., 1912

<sup>2)</sup> O. A. Hartmann, Hochdruckdampf bis zu 60 at. abs. in der Kraft und Wärmewirtschaft, Z. d. V. d. J. 1921 стр. 663 и след.

Следует еще рассмотреть тот случай, когда часть пара, оставляющего машину с противодавлением в соответствии с ее мощностью, не может найти применения в нагревательных целях. Мы будем обозначать такой случай, как „неполный метод противодавления“. Пусть из  $G_g$  кг/час пара, необходимого для двигателей, только  $\varphi G_g$  применяется в нагревательных целях. Тогда

$$W_1 = \varphi G_g i_2 + G_k i$$

$$W_2 = G_g i$$

Простым расчетом мы получаем отсюда экономию  $E'$ , причем имеет место соотношение

$$E' = G_g \frac{(i_1 - i_2) i_k}{i_1 - i_k} - (1 - \varphi) G_k i_2 = E - (1 - \varphi) G_g i_2 \quad (11)$$

Вместо (11) можно также написать

$$E' = E - R_u \quad (11a)$$

где под  $R_u$  следует понимать остаточный член вследствие „неполной“ работы противодавления. Смотря по обстоятельствам  $R_u$  может стать больше  $E$ , т. е. работа с противодавлением может быть менее экономичной, чем работа раздельной установки. Предельный случай получается для

$$\varphi = \varphi_0 = \frac{i_1 (i_2 - i_k)}{i_2 (i_1 - i_k)}$$

При этом  $E' = 0$ ; таким образом, экономия возможна лишь при  $\varphi > \varphi_0$ . В действительности, если такой случай часто встречается, то либо включают для параллельной работы турбину с противодавлением и обыкновенную конденсационную турбину (компаундированная турбина с противодавлением), либо устанавливают турбину с промежуточным отъемом пара.

### Метод противодавления в расширенном смысле или метод промежуточного отъема пара.

Фиг. 3 представляет схематический разрез турбины с промежуточным отъемом или отводом пара.

Главное ее отличие от нормальной конденсационной турбины состоит в том, что в ней отделены друг от друга часть высокого давления и часть низкого давления. Посредством перепускного органа из части высокого давления переводится в часть низкого давления только тот пар ( $G_c$ ), который не находит применения для целей нагревания. Для правильной работы должен быть предусмотрен не только регулятор скорости, но и

регулятор давления, в рассмотрение конструктивных сочетаний коих входить здесь не будем. Если желают получить приблизительное представление о расходе пара в турбине с промежуточным отъемом пара для заданной мощности, но для переменного количества отвода, то пользуются, как известно, следующим простым графиком (фиг. 4).

Определенной „внутренней“ мощности  $N_i$  или  $\mathcal{H}_i$  можно достичь: 1) при чисто конденсационной установке — количеством пара  $C$  или 2) при работе с противодавлением в чистом его виде — количеством пара  $G$  (часть низкого давления при этом работает в холостую) или, наконец, 3) при установке с промежуточным отъемом пара — количеством пара для работы с противодавлением  $G_g$  плюс количество пара  $G_c$ . Значения различных сочетаний  $G_g$  и  $G_c$  лежат приблизительно на прямой  $ab$ .

Линейный закон строго справедлив для работ, свободных от потерь, кроме того, только тогда, когда относительные коэф. пол. действия и в части высокого давления, и в части низкого давления остаются неизменными для одной определенной нагрузки, т. е. не зависят от количества ответвленного пара. Здесь имеет силу сравнение (см. фиг. 5).

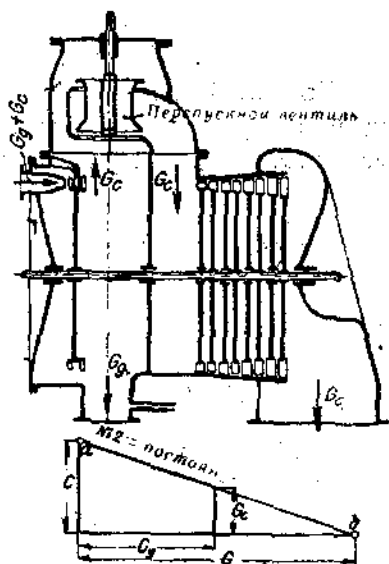
$$\mathcal{H}_i = 632 N_i = CH = GH_1 = (G_g + G_c) H_1 + G_c H_2 \dots (12)$$

Простое преобразование дает из (12):

$$1 = \frac{G_g}{G} + \frac{G_c}{C} \dots (13)$$

что выражает известным способом уравнение прямой линии.

В действительности относительные коэф. пол. д., особенно в части низкого давления — переменны, поэтому уравнение (13) следует рассматривать, как приближенное. Для суждения об экономичности снова важно сопоставление с отдельно работающей установкой, и это относится именно к тем значениям  $W_1$  и  $W_{11}$ , как и в предыдущем отделе:



Фиг. 3 (сверху). Схема турбины с промежуточным отъемом пара.  
Фиг. 4 (снизу). Расход пара в турбине с промежуточным отъемом при постоянной мощности.

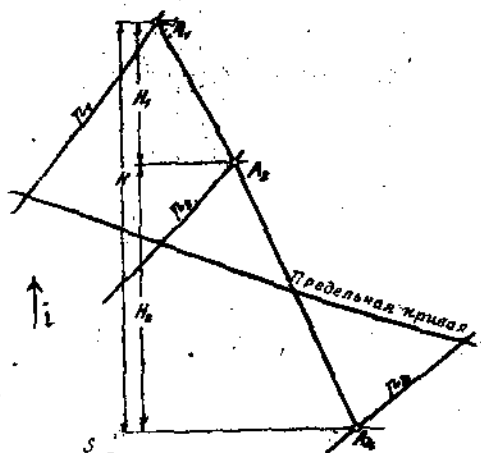
$$W_1 = G_g i_2 + G_k i_1 \dots \dots \dots (14)$$

$$W_2 = (G_g + G_c) i_1 \dots \dots \dots (15)$$

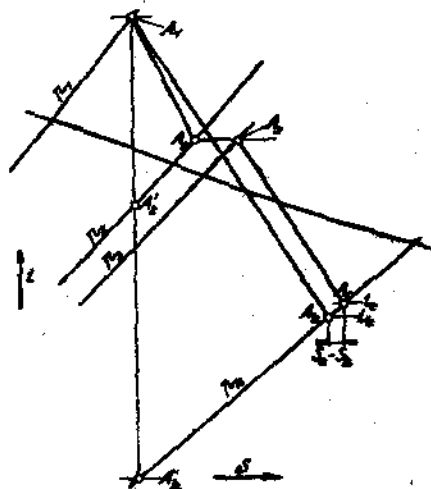
Так как работа в обоих случаях опять должна быть одна и та же, то имеется еще условие:

$$\mathcal{A} = G_k (i_1 - i_k) = G_g (i_1 - i_2) + G_c (i_1 - i_c) \dots \dots \dots (16)$$

На фиг. 6 линейный отрезок  $A_1A_k$  относится к особой конденсационной турбине, установленной для отдельной работы, а  $A_1A_2A_3A_c$  имеет значение для метода отъема пара.



Фиг. 5. Упрощенная JS — диаграмма для турбин с промежуточным отъемом пара.



Фиг. 6. Сравнение работы с промежуточным отъемом пара и работы чисто конденсационной установки.

Чтобы понять основу их отличий друг от друга, вообразим, что машина работает с половинной нагрузкой. Тогда для обыкновенной работы с конденсацией — а вместе с тем также и для особо установленной конденсационной турбины в раздельной работе — давление пара между частью высокого и низкого давления будет ниже, чем при полной нагрузке. При этом примем, что — как это по большей части бывает у выполненных конденсационных машин — только часть высокого давления снабжена регулятором наполнения. По сравнению с полной нагрузкой вследствие такого „нерационального распределения теплового перепада“ относительный коэфф. пол. действ. ухудшается на некоторый процент. Для работы с отъемом пара имеется по большей части условие, что отведенный пар обладает почти неизменным давлением. Так как, кроме того, часть низкого давления пропускает только количество пара  $G_c$ , меньшее, чем  $G_k$  (см. фиг. 4), то пар претерпевает преимущественно мятие,

которое на фиг. 6 представлено прямой  $A_2A_3$ . Отсюда в заключение приходим к точке  $A_2$ , которой соответствует теплосодержание  $i_2 > i_k$ .

Потеря на дросселирование означает снижение относительного коэфф. пол. действия в части низкого давления; зато, разумеется, часть высокого давления при работе с промежуточным отъемом находится в гораздо лучших условиях, так как переработанное количество пара велико, и тепловой перепад остается неизменным. Кроме того, вообще эта потеря на дросселирование перевешивает вышеупомянутую потерю, вызванную нецелесообразным распределением перепада. Потеря на сжатие пара можно избежать или ограничить их, если регулирование наполнения будет отнесено также к части низкого давления, что, разумеется, возможно только тогда, если первая ступень этой части может быть выполнена с переменным подводом пара; следует также в этом случае предусмотреть группу перепускных вентилей. Когда часть низкого давления состоит из нескольких ступеней, то и эта мера при больших количествах ответвленного пара, но малых значениях  $G_0$  дает ограниченные результаты, ибо еще обнаруживается нерациональное распределение перепада внутри отдельных ступеней части низкого давления точно так же, как и в чисто конденсационной установке одинаковой мощности.

Из (14) и (16) можно получить выражение для экономии:

$$E_c = W_I - W_{II} = G_g \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_k} i_k - G_c \frac{i_c (i_c - i_k)}{i_1 - i_k} \dots \dots (17)$$

или

$$E_c = E - R_c \dots \dots \dots (18)$$

Экономия получается таким образом, как разница двух выражений, из которых первое представляет соответственно (7) „экономию при противодавлении“, а второе —  $R_c$  может быть обозначено, как остаточный член при работе с отъемом пара. Этот член равен нулю, когда  $G_0 = 0$ , но, кроме того, только тогда, когда  $i_c = i_k$ . В большинстве случаев экономия при работе с отъемом меньше, чем при простом способе противодавления. В целях сравнения способа работы при различных начальных давлениях следует и здесь также рекомендовать составление выражения для

$$\varepsilon = \frac{E}{W_{II}} = \frac{G_g}{G_g + G_c} \cdot \frac{(i_1 - i_2) i_k}{(i_1 - i_k) i_1} - \frac{G_c}{G_g + G_c} \cdot \frac{i_c - i_k}{i_1 - i_k} \dots \dots (19)$$

Наконец, получается и для отношения

$$\lambda = \frac{W_{II}}{W_I} = \frac{(G_g + G_c) (i_1^2 - i_1 i_k)}{G_g (i_1^2 - i_2 i_k) + G_c (i_1^2 - i_1 i_c)} \dots \dots \dots (20)$$

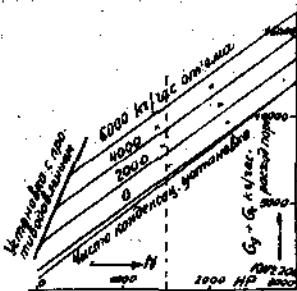
Наибольшая экономия снова получается, если  $i_2 = i_k$ . Потеря работы, которая дает себя знать вследствие того, что  $i_c > i_k$ , может быть выражена так

$$Q_v = G_c (i_c - i_k) = G_c T (S_c - S_k) \dots \dots \dots (21)$$

Здесь  $T_k$  обозначает абсолютную температуру в конденсаторе, а  $S_c - S_k$  разницу в значениях энтропии для точек  $A_c$  и  $A_k$ .

Как пример, рассмотрим турбину в 3000 лш. с.

На фиг. 7. нанесен расход пара в зависимости от мощности для различных количеств отвода. Пусть начальное давление пара 16 атм. абс., температура 325° Ц., вакуум — 93%, давление отъемного пара 3 атм. абс. Величины относятся к турбине с регулированием наполнения в части высокого давления и с простым нерепускным вентилям, связанным с регулятором давления.



Фиг. 7. Расход пара в турбине 3000 лш. с. с промежуточным отъемом пара.

Фиг. 8 представляет изменения состояний пара в  $JS$  — диаграмме для различных условий работы и мощностей, а именно  $abc$  — для полной нагрузки без отъема,  $abde$  — для полной нагрузки с отъемом 6000 кг./час,  $afg$  — для половинной нагрузки в чисто конденсационных условиях, т. е. при выключенном органе для отвода пара,  $abhi$  — для половинной нагрузки и  $O$  отъема, т. е. при включении

органа для отъема,  $abkl$  — для половинной нагрузки и 6000 кг./час отъема.

При половинной нагрузке и включением распределительном органе для отвода расход пара выше, чем при выключении этого органа, т. е. в условиях чисто конденсационной работы, так как в этом случае потери на дросселирование пара отпадают и против полной нагрузки выступают здесь только большие потери вследствие неблагоприятного распределения перепада тепла на часть высокого и на часть низкого давления. Линия  $afg$  именно и показывает, что при половинной нагрузке и при работе с конденсацией давление между частью высокого давления турбины и частью низкого давления составляет 1,6 атм. абс. (против 3 атм. абс. при полной нагрузке); таким образом, оказывается, что переработанный в части высокого давления перепад сравнительно слишком велик, а в части низкого давления — слишком мал. Получающийся вследствие этого больший против полной нагрузки расход пара (он

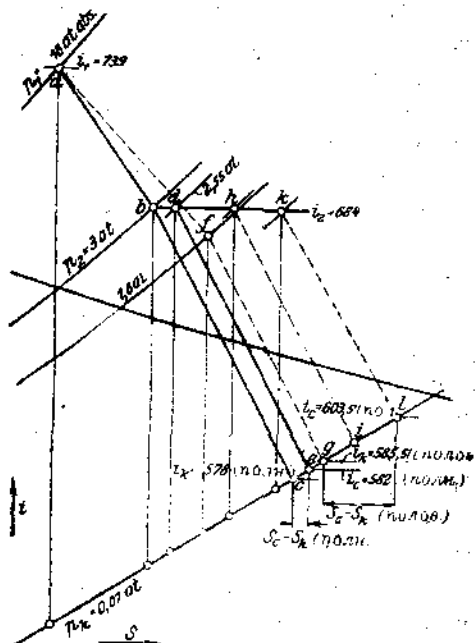
выражается в том, что линия расхода пара<sup>1)</sup> на фиг. 7 не проходит через нулевую точку) — меньше, чем расход при включенном распределительном органе для отъема, каковой имеет место вследствие тормажений пара от точки *b* до точки *h* (линия для *O* отъема).

Для полной нагрузки и обычной работы с конденсацией получается  $i_1 = 739$ ,  $i_2 = 684$ ,  $i_k = 578$  в предположении, что  $\eta = 0,73$  и  $\eta_c = 0,72$ . Расход пара при этом составляет  $G_k = 12.000$  кг./час. Напротив того, для работы с отъемом с  $G_v = 6.000$  кг./час  $G_c = 10.200$ . Вследствие дросселирования в этом случае от 3 до 2,55 атм. abs.  $i_c = 582$ . И для часовой экономии можно исчислить теперь по (17):

$$E_g = 6000 \cdot 55 \cdot \frac{578}{161} \approx 1187000,$$

$$R_c = 10200 \cdot \frac{739,4}{161} \approx 187000,$$

$$E = E_g - R_c = 1000000.$$



Фиг. 8. JS—диаграмма для турбины в 3000 л. с. с промежуточным отъемом пара.

Остаточный член  $R_c$  снижает „экономия при противодавлении“ на 15,75%, и его влияние таким образом не незначительно. То же самое значение для  $E$  можно получить также на основе фиг. 7, вычислив выражения для  $W_{II}$  и  $W_I$ . В этом случае

$$W_I = 12000 \cdot 739 + 6000 \cdot 684 \approx 12970000,$$

$$W_{II} = 16200 \cdot 739 \approx 11970000,$$

$$E = W_I - W_{II} \approx 1000000.$$

Для половинной нагрузки получаем

$$E_g \approx 1260000, R_c \approx 408000, E \approx 852000.$$

<sup>1)</sup> На фиг. 7 расход пара для одного и того же количества отвода представлен прямыми линиями. Это относится лишь к приближенным условиям. Действительное изменение расхода зависит от числа и расположения вентилей для сопел.



Здесь  $R_c$  составляет 32,4% от  $E_g$ , и влияние дросселирования обнаруживается еще в более сильной мере. Далее получаем для этого же случая:

$$W_1 \cong 8759000, \quad W_{II} \cong 7907000.$$

Для этого числового примера служит турбина, у которой высокого давления состоит из одного двухвенцового колеса скорости, а часть низкого давления — из реактивного барабана, причем предусмотрен один уравновешивающий поршень для принятия на себя осевых сил. Вместе с тем принято, что поршень постоянно подвержен давлению в месте отвода, так что при всех нагрузках лабиринтные потери остаются одинаковыми. Специальными средствами эту потерю можно уменьшить.

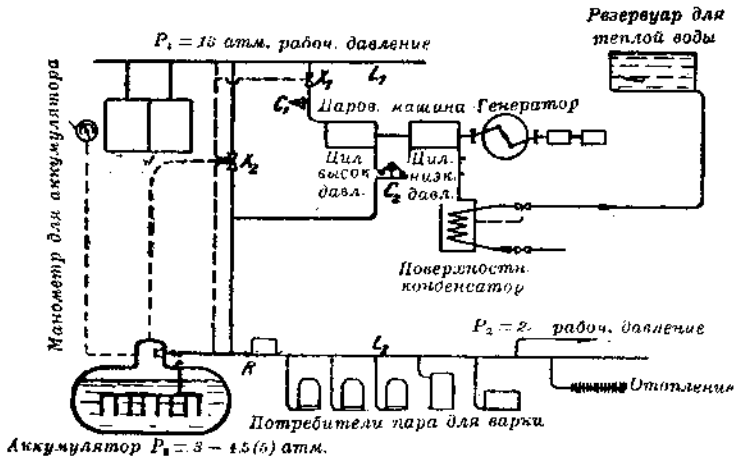
Вместо одной турбины с отводом пара можно установить также турбину с противодавлением вместе с особой конденсационной турбиной. Турбина с противодавлением дает мощность, соответствующую как раз необходимому количеству пара для нагревания. Хотя в этом случае нет никаких потерь на торможение пара, но конденсационная турбина часто слабо нагружена, вследствие чего оказывает неблагоприятное влияние на относительный коэффициент полезного действия.

Наибольшую экономию турбина с промежуточным отъемом пара дает в случае, когда  $G_c = 0$ , так как здесь  $E = E_g$ ; тогда турбина работает, как турбина с противодавлением. В действительности же всегда вообще некоторое количество пара вследствие неплотности перетекает в часть низкого давления через набивку в промежуточной стенке.

### Метод противодействия в комбинации с аккумулятором Рутса.

Если при установке с противодавлением требуется большее количество пара для нагревательных целей, чем то, которое может дать машина по своей заданной мощности, в таких случаях приходится добавлять свежего мятого пара. Само собою понятно, такой способ не экономичен; обусловленная им потеря на 1 кг. пара соответствует произведению из увеличения энтропии и абсолютной температуры  $T_0$ , которая должна быть взята равной потребной температуре нагревания — это для случая, когда за машиной с противодавлением включена исключительно нагревательная установка, так как при этом нагреваемые тела играют роль „окружающей среды“. Условия могут заключаться теперь в том, что такое большое количество пара для нагревания только временами требуется, в промежутках же хватает меньшего количества пара. В таком случае встает вопрос об установке аккумулятора Рутса.

На фиг. 9 представлено схематическое изображение машины с промежуточным отъемом пара, соединенной с аккумулятором Рутса<sup>1)</sup>. Пусть через цилиндр высокого давления машины протекает самое большее количество пара  $G^*$ , при данной мощности. Если теперь необходимо, чтобы проходило большее количество пара, в предельном случае  $G_{max}$ , то излишняя потребность в паре для нагревания покрывается аккумулятором, и последний разгружается; если же потребное количество пара для нагревания меньше, то аккумулятор заряжается. Вследствие конечных размеров аккумулятора с этими явлениями связаны колебания



Фиг. 9. Схема машины с промежуточным отводом пара и с аккумулятором Рутса (установка на пивоваренном заводе).

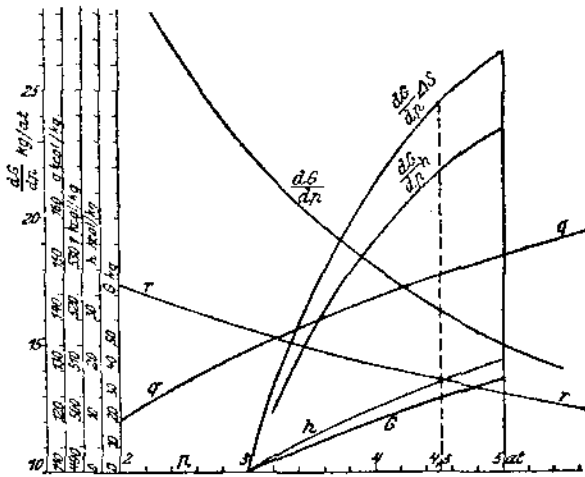
давления, и пусть необходимо, чтобы давление в аккумуляторе  $p_a$  держалось в границах между давлением для нагревательных надобностей  $p_2$  и высшим давлением  $p_2 \text{ max}$ .

Теперь возникает вопрос, получают ли при этих колебаниях давления какие-либо потери. Тот факт, что давление меняется между цилиндром высокого давления и цилиндром низкого давления, не обуславливает еще никакой основной потери. Хотя в связи с этим перепад тепла несколько по другому распределяется между цилиндрами высокого и низкого давления, по надлежащей конструкции машины указанные потери могут быть устранены. В турбинах относительный коэффициент полезного действия для части высокого давления не слишком сильно колеблется; для части же низкого давления возможны конструктивные мероприятия, которые уменьшают или уничтожают торможение при повышенном давлении в аккумуляторе.

<sup>1)</sup> См. Z. d. V. d. J. 1922, стр. 597.

Иначе обстоит дело относительно пара, который потребляется аккумулятором, а затем отводится от него. Этот пар в части высокого давления машины доводится от давления  $p_1$  до  $p_2$  вместо того, чтобы перейти от  $p_1$  до  $p_2$ , причем  $p_2 \leq p_s \leq p_{2 \text{ max}}$ . Но так как для нагревательной установки необходим пар давлением  $p_2$  в то время, как пар из аккумулятора только с помощью регулирующего вентиля  $R$  (фиг. 9) сминается от  $p_s$  до  $p_2$ , то получается основная потеря в работе.

Чтобы эту потерю установить, необходимо вкратце войти в обстоятельства нагрузки и разгрузки аккумулятора.



Фиг. 10. Графическое изображение явлений в тепловом аккумуляторе.

Из  $G = 1000$  кг. воды, которая находится в аккумуляторе под давлением  $p_s$  и при соответствующей температуре насыщения  $t_s$ , получится при снижении на  $dp$  количество пара  $dG$ , на каковое количество равномерно уменьшается емкость аккумулятора; и, таким образом, при предположении, что этот пар — сухой насыщенный, получаем:

$$1000dq = rdG \dots \dots \dots (22)$$

Здесь  $dq$  — теплота жидкости,  $r$  — теплота парообразования. Вместо (22) напишем:

$$1000 \frac{dq}{dp} = r \frac{dG}{dp} \dots \dots \dots (22a)$$

Если составить диаграмму зависимости  $q$  и  $r$  от  $p$ , то можно получить кривую для значений  $\frac{dq}{dp}$  (фиг. 10). Графическим интегрированием в данных пределах определяется количество пара  $\Delta G$ , которое в

избранных границах давления отводится от аккумулятора или соответственно вводится в него. Между этими границами отводимое количество пара может быть приблизительно исчислено из  $\Delta G = \int \frac{dG}{dp} \cdot dp$ . На фиг. 10 границами давления избраны значения  $p_2 = 3$  атм. абс.,  $p_{2 \text{ max.}} = 5$  атм. абс., чему соответствует  $\Delta G = 36,5$  кг. <sup>1)</sup>

Если к аккумулятору подводится перегретый пар, то для случая зарядки его вместе (22a) напишем:

$$1000 \frac{dq}{dp} = [r + c_p(t - t_s)] \frac{dG}{dp} \dots \dots \dots (22b).$$

Вместо (22) можно также дать более общее выражение

$$1000 \frac{dq}{dp} = (i - q) \frac{dG}{dp} \dots \dots \dots (23).$$

Здесь  $i$  обозначает примерную величину теплосодержания для каждого мгновения при зарядке. Уходящий при разгрузке аккумулятора Рутса пар можно рассматривать, как сухой насыщенный, если только не предусмотрено особое устройство для перегрева; однако, о таком

<sup>1)</sup> Вышеприведенный графически - числовой способ пренебрегает тем обстоятельством, что емкость аккумулятора уменьшается при разгрузке его. В узких границах давления, принятых в расчет для вышеуказанного случая, это обстоятельство играет однако только ничтожную роль. Относительно 1000 кг. отведенные 36,5 кг. составляют только 3,65% и такая разница отражается при разгрузке лишь на конечном состоянии, так что для оценки потери в работе следует считать в среднем отклонение около 2%. При больших изменениях в давлении может быть использован следующий точный способ. Пусть для определенного момента емкость аккумулятора  $G$  кг., в таком случае

$$Gdq = rdG \dots \dots \dots (1)$$

Или

$$G = r \frac{dG}{dq} \dots \dots \dots (2)$$

Дифференцируя уравнение (2) по  $p$ , получаем при сокращенном обозначении

$$\frac{dG}{dp} = y;$$

$$y = \frac{rd^2G}{dpdq} + \frac{dGdr}{dqdp} = r \frac{dy}{dq} + y \frac{dr}{dq}$$

$$\frac{d(q - r)}{r} = \frac{dy}{y} \dots \dots \dots (3)$$

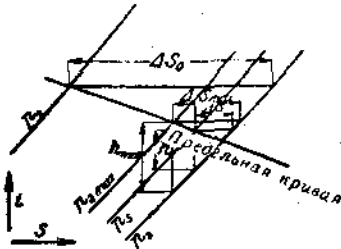
Отсюда получается

$$\int_{p_1}^p \frac{d(q - r)}{rdp} \cdot dp = \ln \frac{y}{y_1} \dots \dots \dots (4).$$

Таким образом, с помощью графического интегрирования определяют значения  $y$ , исходя из некоторого начального значения  $y_1$ , которое выбирают по некоторому начальному давлению на кривой  $\frac{dG}{dp}$  фиг. 10. Из значений для  $y$

не может быть речи в том случае, если аккумулярованный пар идет на нагревательные цели.

Теперь можно определить потерю в работе, например, в предположении, что пар для зарядки аккумулятора — сухой насыщенный, или сообразно обстоятельствам перегрет настолько слабо, что можно пренебречь теплотой нагрева.



Фиг. 11. Ход явлений в аккумуляторе Рутса.

По фиг. 11 определяют для каждого значения  $p_s$  между  $p_2$  и  $p_{2max}$  перепад тепла—вплоть до давления  $p_2$ . Затем исчисляют, пренебрегая потерями на трение, работу в целом

$$\begin{aligned}
 \mathcal{A}_0 &= \int_{p_2}^{p_{2max}} dGh = \\
 &= \int_{p_2}^{p_{2max}} \left( \frac{dG}{dp} \right) h dp \dots \dots \dots (24)
 \end{aligned}$$

Эта величина представляет ту работу, которую получают, если вместо дроссельного вентиля  $R$  между аккумулятором и нагревательной

можно определить повторным интегрированием какое-либо значение для  $G$ , а отсюда отданное при разгрузке количество пара  $\Delta G = G_1 - G$ . Если только эта величина должна быть определена, то можно в данных границах давления и температуры представить  $r$  и  $q$ , как функцию  $t$ . С достаточным приближением для этого могут быть использованы интерполяционные формулы:

$$\left. \begin{aligned} q &= a + \gamma t \\ r &= a - bt \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (5)$$

Вместе с тем получается из (1)  $\frac{dG}{G} = \frac{\gamma dt}{a - bt}$

или

$$\ln \frac{G}{G_1} = \frac{\gamma}{b} \ln \frac{a - bt_1}{a - bt_2} = \frac{\gamma}{b} \ln \frac{r_1}{r_2} \dots \dots \dots (6)$$

В области от 3 до 5 атм. абс. получается здесь на основании таблиц для пара Моллье при  $G_1 = 1000$  кг.  $G = 964,1$ , т. е.  $\Delta G = 35,9$  против 36,5 кг., полученных на основе упрощенного графического способа по фиг. 10. При этом принято для  $\gamma = 1,025$ ,  $b = 0,569$ . Если в основание расчета положить недавно изданные Knoblauch'ом, Raisch'ом и Hausen'ом таблицы для пара, то для рассматриваемой области имеем с достаточным приближением  $\gamma = 1,025$ ,  $b = 0,782$ , откуда исчисляется  $\Delta G = 36,6$  кг. Посредством подобных же интерполяционных формул уже Цейнер (Техническая термодинамика, т. II) развил теорию беспопочного паровоза. В новейшее время Пауэр (Die Wärme, 1923, стр. 355) вывел простую формулу, по которой отданное количество пара  $\Delta G$  может быть быстро исчислено; эта формула оставляет без внимания бесконечно малые различия в давлениях в вышеприведенном уравнении (22). Поскольку нужно исчислить величину работы, знание  $\Delta G$  не достаточно, скорее следует обратиться к выяснению изменений  $u$ .

установкой включить особую идеально работающую паровую машину. Действительная потеря в работе меньше, приблизительно  $\mathcal{A}_0 \eta_p$ , где  $\eta_p$  обозначает относительный коэффициент полезного действия. Из кривой  $\left(\frac{dG}{dp}\right) h$  вычисляют  $\mathcal{A}_0 = 420$  б. кал.

Величину  $\mathcal{A}_0$  можно определить и другим способом, исходя из увеличения энтропии при дросселировании. Для частицы пара, оставляющей аккумулятор с давлением  $p_2$ , увеличение энтропии составляет  $\Delta S$ , соответственно чему потеря выражается  $dG(T_2 dS)$ . Здесь  $T_2$  — абсолютная температура насыщения, отвечающая давлению  $p_2$ . Хотя эта формула и не вполне точна, так как пар после дросселирования слегка перегрет, но ее приближение весьма удовлетворительно, как легко убедиться, представляя ход изменений в температурно-энтропийной диаграмме. В целом потеря в работе составляет

$$\mathcal{A}_0 = T_2 \int_{p_2}^{p_2^{\max.}} \left(\frac{dG}{dp}\right) \Delta S dp \dots \dots \dots (25)$$

В данных границах давление получается с помощью графического интегрирования снова  $\mathcal{A}_0 = 420$  б. кал. При этом  $T_2 = 273 + 132,8 = 405,8$ , а средняя величина теплосодержания  $(i_0)_m = 653$  б. кал./кг.

Предыдущее рассуждение не должно приводить к предположению, что „потеря в работе“  $\mathcal{A}_0$  возникает только вследствие введения в установку аккумулятора Рутса. Без аккумулятора возникающая увеличенная потребность в паре должна быть покрыта в конце концов мягким свежим паром, что обуславливает существенно высшую „потерю в работе“, ибо и этот свежий пар был бы принужден произвести работу, и именно в значительно большей мере, чем отведенный из аккумулятора. Чтобы получить относительно этого случая вывод, примем, что для нагревательных целей от котла должно отвести сухой насыщенный пар давления  $p_0 = 14$  атм. абс.

Теплосодержание этого пара  $i_0 = 666$  б. кал./кг., и, след., вместо  $\Delta G$  нужно меньшее количество пара  $\Delta G_{\text{ред.}} = 36,5 \cdot 653/666 = 35,8$ . При смятии его до  $p_2$  увеличение энтропии  $\Delta S_0 = 0,162$ , и потеря

$$\mathcal{A}^* = T_2 \Delta S_0 \Delta G_{\text{ред.}} \dots \dots \dots (26)$$

Для принятых нами значений получается

$$\mathcal{A}^* = 2400 \text{ б. кал.}$$

Таким образом, потеря работы при аккумуляторе Рутса составляет только 17,5% той величины, которая получается при дросселировании свежего пара. Если избрать более узкие границы давлений, примерно,  $p_{2\text{max.}} = 4,5$  атм. то  $\mathcal{A}_0 = 260$  б. кал.,  $\Delta G = 28,7$  кг.,  $\mathcal{A}^* = 1890$

и потеря аккумулятора составляет теперь 13,8% дросселированного свежего пара.

Таким способом исчисленная потеря относится к  $G = 1000$  кг. воды, и в этом случае может быть отведено в указанных границах давления  $\Delta Q$ . Если теперь должно быть саккумулировано количество пара  $G_s$ , то отсюда получается наименьший объем аккумулятора (при обозначени объема воды в 1000 кг. при наивысшей температуре через  $v'$ ):

$$V_{\min.} = \frac{G_s}{\Delta Q} v' \dots \dots \dots (27)$$

В действительности объем аккумулятора из-за необходимых дополнительных частей сооружения и с учетом объема пара больше чем  $V_{\min.}$ . Если, напр., нужно аккумулялировать 3800 кг. в границах давления 3 и 4,5 атм., то  $V_{\min.} \frac{3800}{28,7} \cdot 1,085 = 144 \text{ м}^3$ . Выполненный же, согласно фиг. 9, аккумулятор имеет объем в 165 м<sup>3</sup>.

Если бы можно было устроить аккумулятор для постоянного давления, то было бы  $\mathcal{Q}_s = 0$ . Для такого тела, как водяной пар, это было бы возможно лишь в том случае, если бы сконструировать аккумулятор с переменным объемом, поскольку зарядка и разрядка его происходят не одновременно.

В рассматриваемом здесь примере принято, что аккумулятор включен согласно фиг. 9. Мы будем обозначать такое расположение, как „включение последовательное“. Принципиально возможен и второй способ включения, которое обозначим, как „включение в шунт“, причем аккумулятор работает между твердыми границами давления. Если, напр., ввести в качестве силовой машины, скажем, трехступенную турбину, то аккумулятор включается в шунт к части среднего давления турбины. В этом случае потеря работы:

$$\mathcal{Q}_s = \Delta GH \dots \dots \dots (28)$$

где  $H$  обозначает неизменный перепад тепла между границами давления, которые, таким образом, одновременно определяют и среднее давление турбины.

### Общая оценка паровых машин.

Выше разобранные вопросы, особенно в примерах числовых, принимали в расчет только важнейшие источники потерь. Впрочем, многие частичные коэффициенты полезного действия, абсолютные и относительные, потеряли в некотором отношении свое техническое значение. К тому же весьма затруднительно ясно и однозначно установить „термо-

динамический относительный коэффициент полезного действия“ в случае промежуточного перегрева или в случае подогрева при промежуточном отводе пара, получающем все большую важность. Чем теснее вступают во взаимодействие котел, конденсатор и машина, оставляя совсем без рассмотрения нагревательную установку, тем менее возможно отграничить отдельные относительные коэффициенты полезного действия. Этим не имеется в виду сказать, что точное исследование отдельных источников потерь теряет свое значение. Но, ведь, в заключение нужно получить общее использование тепла, а потому дело не слишком большой важности, если нельзя определить относительный коэффициент полезного действия для той или другой части установки.

Для чисто силовой станции главнейшим измерителем является термический коэффициент полезного действия. Для комбинированной тепло - силовой станции могут оказать хорошую службу выведенные в предыдущем числе, оценивающие экономичность,  $E$  и  $\epsilon$ . Эти формулы образуют как бы квинтэссенцию термодинамических соображений и доставляют общую направляющую линию для оценки метода противодействия. Впрочем, они сами строго справедливы при принятии во внимание по большей части ничтожных потерь механических и на излучение,—если только эти потери для турбины с противодавлением или с промежуточным отъемом пара одинакового порядка, как и для особой конденсационной турбины. Естественно, что наряду с теплотехнической точкой зрения имеет значение и другая, частью чисто научная, частью техническая, которая должна быть принята в соображение при разрешении всего комплекса возникающих здесь вопросов.

Относительный коэффициент полезного действия  $\eta_p$ , который играет важную роль в установленных формулах, принимает в расчет все внутренние потери в машине, т. е. трение в направляющих и рабочих лопатках, трение колес и вентиляцию, далее потери на неплотности, поскольку это не относится к сальникам, чрез которые пар выходит наружу, наконец, потери на дросселирование. Принципиально следует принять, что в турбинах с противодавлением так же, как и в части высокого давления турбины с промежуточным отводом пара,  $\eta_p$  обыкновенно выше, чем в нормальной конденсационной турбине одинаковой мощности, т.к. вследствие большого количества перерабатываемого пара—и этим обстоятельством обусловленного большого подвода пара—потери вентиляционные и на неплотности на краях лопаток менее сильно дают себя знать. Фактически уже с двухвентовым колесом скорости получен относительный коэффициент полезного д. в 70%<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> См. Forner, Z. d. V. d. I. 1919, стр. 78; Baer, Z. f. d. ges. Turbinwesen 1920.



Колеса с одним венцом при рациональных измерениях и соответственных условиях работы дают значительно большие величины<sup>1)</sup>. С переходом на большее число ступеней—особенно в случае, если приходится на первую ступень перепад тепла мал относительно общего перепада—относительный коэфф. пол. д., разумеется, в сильнейшей мере уменьшается для половинной нагрузки против полной нагрузки, ибо при этом самые потери на дросселирование вследствие установки только единственной регулировки наполнения не уменьшаются.

Если сравнить теперь турбину с паровой машиной, то иногда в последней термодинамические потери оказываются значительно ниже. С другой стороны, механические потери в паровой машине всегда выше, и эти потери никоим образом не могут быть использованы ни для нагревательных целей, ни для производства силы. В турбине потери выражаются почти исключительно в том, что отработанный пар имеет теплосодержание более высокое, так что только малая часть подведенной к турбине тепловой энергии потеряна без остатка. Это обстоятельство, конечно, не имеет решающего значения, так как, по вышеизложенному, работа и тепло для нагревания не равноценны. При выборе между паровой машиной и турбиной особенно нужно иметь в виду еще следующее: числа расхода пара в паровой машине часто относятся к мощности „индикаторной“, а в турбине, напротив того — к „эффективной“ мощности. Если противопоставить непосредственно друг другу эти величины, то для турбины получаются слишком невыгодные соотношения.

Предыдущие исследования позволяют прежде всего дать простую оценку методу противодействия. Числовые примеры служат лишь для иллюстрации формул. Введенные при этом относительные коэффициенты полезного действия представляют лишь средние значения, которые могут быть превзойдены весьма существенно, благодаря соответственной конструкции машины, а в особенности для больших количеств пара. В окончательных же выводах, какие могут быть сделаны из этих формул, указанное обстоятельство ничего не меняет.

## Часть II. Новые идеи в конструкции турбин с противо- давлением.

В первой части очерка, посвященного методу противодействия и теплотехническим основам его, было показано, что экономичность работы с противодавлением тем больше, чем выше вовлеченный в ра-

<sup>1)</sup> См. Z. d. V. d. I., 1923, стр. 1163, результаты испытаний.

боту тепловой перепад от давления в котле до противодействия и чем выше относительный коэфф. пол. действия машины, перерабатывающей этот тепловой перепад. Следующий вопрос—с помощью каких конструктивных мероприятий выполнимо использование такого теплового перепада—может быть обсужден не сам по себе, но в связи с общими руководящими и принципиальными положениями, господствующими в настоящее время в турбостроении.

Немного лет назад строительство паровых турбин вступило в состояние своего рода постоянства. Для обычных тогда давлений в котле от 15 до 20 атм. можно было достигнуть в конденсационной турбине термодинамического относительного коэфф. полезного действия, который составлял, смотря по мощности, от 65 до 80%, при этом часть высокого давления работала хуже, чем часть низкого давления. Так как, однако, в части высокого давления работающий тепловой перепад составлял соответственно падению давления—от давления свежего пара до почти 2—5 атм. абс.—около 20—30% общего перепада, то большие потери в части высокого давления снова уравнивались вследствие благоприятного способа работы в части низкого давления, в силу обратной выгадываемой теплоты от трения. Во многих конструкциях турбин часть высокого давления состояла только из двухвентцового колеса скорости; вместе с тем давление пара соразмерно быстро снижалось, и высокие давления и температуры находились далеко вне области работы действительных машин. Сверх того не было недостатка в выполнении машин, у которых колесо скорости дополнялось небольшим числом активных ступеней—около трех. Регулировкой наполнения достигали того, что относительный коэфф. пол. действия при неполной нагрузке лишь немногим ухудшался сравнительно с полной нагрузкой.

Как известно, в 1910—1920 годах господствовало стремление уменьшить число ступеней в турбинах. Это особенно относилось к турбинам с колесами, причем по большей части применялось активное действие, а иногда и реактивное. В меньшей мере число ступеней уменьшалось в тех системах, у которых тепловой перепад за частью высокого давления использовывался барабаном с реактивными ступенями, как это во всяком случае возможно было сделать для мощностей приблизительно до 5000 кв. Только при больших мощностях и большом числе оборотов, т. е. особенно у так называемых турбин предельной мощности, можно было отказаться от барабана в части низкого давления, если только не переходили к типу с двумя потоками пара—вследствие чего число ступеней для последней части теплового перепада уменьшалось. Такое развитие вызывалось тем, что с течением времени повышалось число оборотов машин, приводимых в движение турбиной, как это особенно имело место для электриче-

ских генераторов и центробежных компрессоров, или тем, что использовывалась промежуточная передача.

Турбина с противодавлением возникла из обыкновенной конденсационной турбины, в которой выполнена только часть высокого давления, часть же низкого давления просто отброшена или же — если только дело идет не о простой турбине с противодавлением, а о турбине с промежуточным отъемом пара — часть низкого давления отделяется от части высокого давления промежуточной стенкой. Отсюда ясно, что простая турбина с противодавлением состоит из совсем немногих ступеней, часто даже из одного только колеса, которое, смотря по обстоятельствам, несет от одного до трех венцов. Выгоде простой конструкции часто противостоит однако недостаток, а именно тот, что относительный коэф. полезн. действия такой турбины сравнительно мал и при двухвенцовом колесе скорости составляет не более 70%; от охарактеризованной выше конденсационной турбины сохранена именно как раз наименее совершенная в термодинамическом отношении часть. Вследствие этого турбины с противодавлением, так же, как и турбины с промежуточным отъемом пара, находились в некотором пренебрежении по сравнению с поршневыми машинами. И этот их недостаток не всегда мог быть уравновешен ни более простой конструкцией, ни незначительной стоимостью изготовления, ни выгодой получения свободного от масла отработанного пара. Все-таки стали изготовляться по разному многоступенчатые турбины, именно при низком противодавлении.

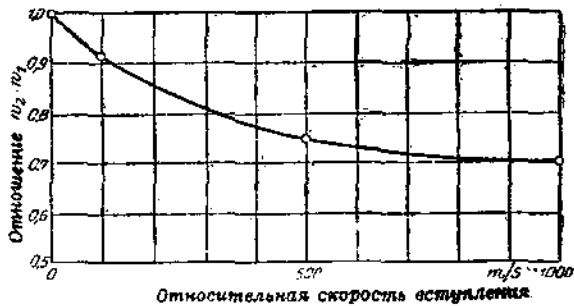
В настоящее время наивысшая экономичность является главным исходным пунктом при проектировании паросиловой установки. Это условие предъявляет прежде всего требование к улучшению относительного коэффициента полезного действия. Повышение начального давления ставит, с другой стороны, пред турбинными техниками ряд новых вопросов: прежде всего нельзя уж более удовольствоваться для нормальных конденсационных турбин небольшим относительным коэф. пол. действия в части высокого давления, так как перерабатываемый здесь перепад столь велик, что потери не могут уж быть исправлены хорошо работающей частью низкого давления. Часть высокого давления поэтому не может уже состоять по большей части из одного простого колеса скорости, и соответственно также и турбина с противодавлением не может быть в дальнейшем представлена при больших перепадах тепла в таком же простом виде.

Теперь нужно разрешить следующую главную задачу: как можно наивыгоднейшим образом использовать перепад тепла в части высокого давления паровой турбины? При этом следует точно определить и абсолютно и относительно понятие о части высокого давления. Для ответа на этот

вопрос необходимо прежде всего войти ближе в рассмотрение источников потерь в паровой турбине. Это — потери истечения в направляющих и рабочих лопатках, далее потери от неплотностей на концах лопаток и чрез зазоры, наконец, потери вследствие трения колес и вентиляционные.

Если мы сперва обратим внимание на потери в энергии для собственно работающего пара, т. е. на потери в направляющих и рабочих лопатках, то основной вопрос заключается в том, выгоднее ли работа с малой или с большой скоростью пара. Малым скоростям пара соответствуют небольшие перепады тепла в отдельных ступенях и, след., большое число ступеней; большим же скоростям пара, наоборот,—небольшое число ступеней. Первоначальные конструкции турбин, за исключением турбины де Лавала, работали с небольшими скоростями пара и были поэтому многоступенчатыми. Некогда были убеждены, что потери от трения с увеличивающейся скоростью становятся больше.

Так показывает фиг. 12 — изменение коэффициента скорости  $\psi = \frac{w_2}{w_1}$  в одной активной лопатке в зависимости от относительной скорости вступления пара<sup>1)</sup>  $w_1$ ;  $w_2$  обозначает здесь относительную скорость



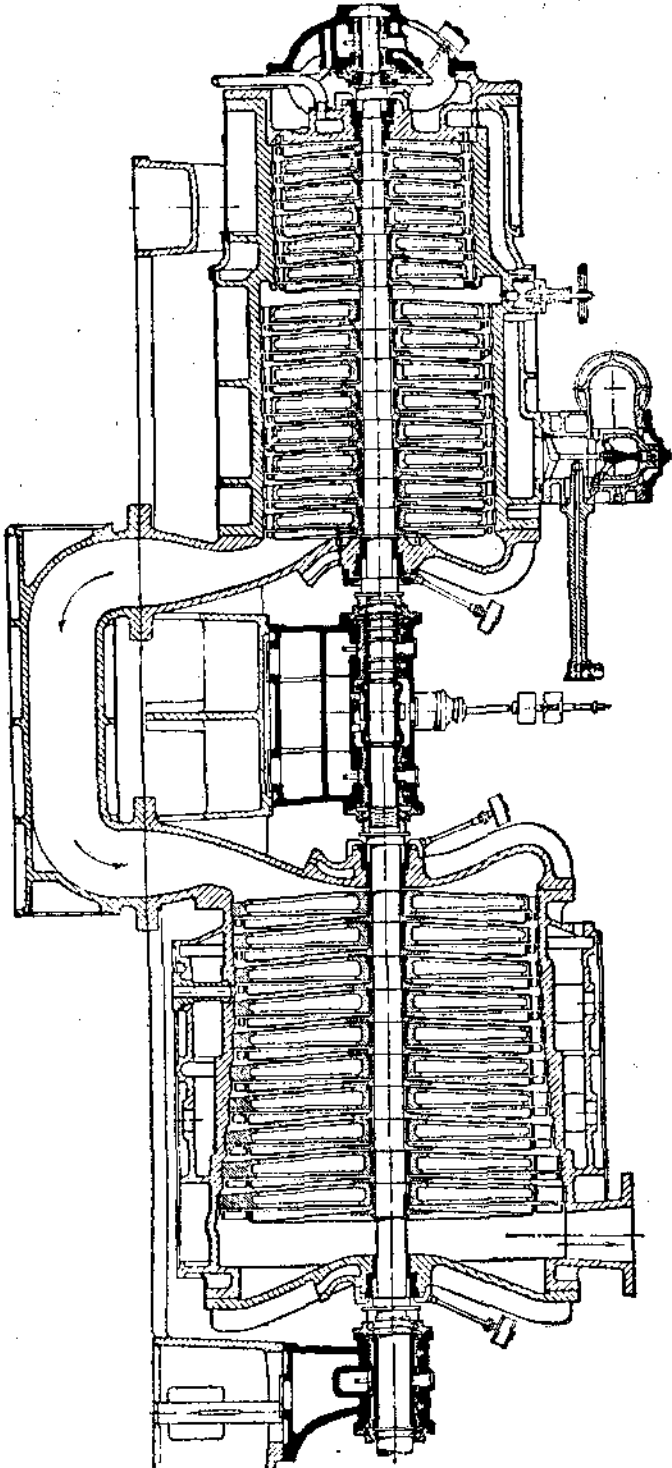
Фиг. 12. Изменение коэф. скорости  $\psi = w_2/w_1$  в зависимости от относительной скорости вступления.

выхода. Для идеально работающей активной лопатки было бы  $\psi = 1$ ; чем ниже значение  $\psi$ , тем, естественно, неблагоприятнее для относительного коэф. действия.

Первоначальная активная турбина системы Рато была выполнена с относительно большим числом ступеней давления. Большая длина конструкции,—что было обусловлено высоким числом ступеней,—уже тогда веда к типу с двумя кожухами (фиг. 13).

Так как эта турбина перерабатывала относительно небольшой тепловой перепад, то непосредственным результатом явились весьма умеренные скорости пара в отдельных ступенях. При этом в отдельных лопатках первых ступеней относительные скорости получались около 130—150 метр./сек. Турбина Парсонса всегда выполнялась, как много-

<sup>1)</sup> Stodola, Паровые турбины, 3 изд. (1905), стр. 94.

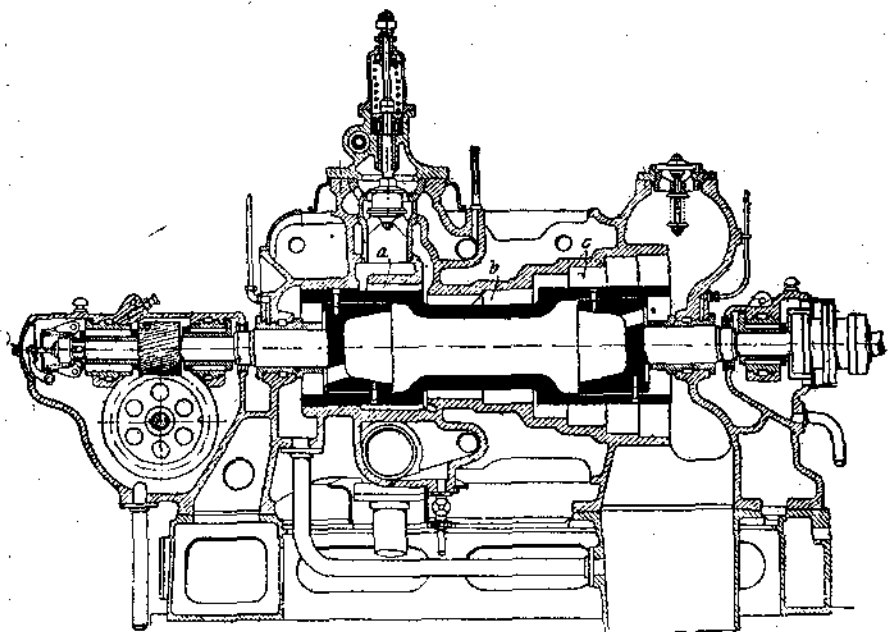


Фиг. 13. Турбина Рато с двумя кожухами, тип 1901—02 г.

ступенчатая реактивная турбина с низкой скоростью пара; это относится также к системам, которые исходили вначале из [турбины Парсонса.

Фиг. 14 показывает конструкцию Мелмс и Пфеннингер, тип 1905 г. Тепловой перепад — от давления свежего пара до 3—5 атм. абс. — перерабатывался на некотором числе активных ступеней *a*, укрепленных на первом выступе барабана; остальной перепад тепла использовывался на реактивных ступенях, расположенных на частях барабана *b* и *c*.

Если теперь мы обращаем внимание на эти старые конструктивные типы, то лишь потому, что новое развитие частично восстанавливает



Фиг. 14. Турбина Мелмс и Пфеннингер, тип 1905 г.

их. Само собою понятно что при этом применяются новые достижения и в отношении техники истечения, и в конструктивном отношении. Как было уже упомянуто, позднее перешли во многих случаях к переработке теплового перепада на небольшом числе ступеней.

В чисто-активной системе Целли число ступеней было сперва настолько уменьшено, что переработанный на некоторой ступени тепловой перепад стал соответствовать критическому, т. е. скорость выхода пара из направляющих лопаток стала близкой к скорости звука; иногда даже избирали для отдельных ступеней еще более высокие скорости пара, так что в целом достаточно было около 7—8 ступеней. При соединении двухвенцового колеса скорости в части высокого давления

и простой активной ступени в части низкого давления можно было снизить число ступеней даже до пяти (конструкция *AEG* и *MAN*). В конструкциях, исходящих из турбин Парсонса, для части высокого давления также предусмотрено двухвенцовое колесо скорости. Так, у турбины фиг. 14 многоступенчатая часть высокого давления была дополнена колесом скорости, однако по основаниям менее теплотехническим, чем конструктивным и эксплуатационным. К этому следует прибавить, что значение многоступенчатой активной части, как части высокого давления, раньше не могло получить полного своего значения, так как вследствие относительно низкого числа оборотов и небольшого количества перерабатываемого пара возможен был только парциальный подвод пара, а поэтому чрезвычайно давали себя знать вентиляционные потери и потери на неплотности.

Опубликованные около 1908 г. опыты о потерях в соплах (значение  $\varphi$ ), а затем и в активных лопатках (значение  $\psi$ ) в некоторой части прямо противоречивы. Предпринятые в 1910/11 годах опыты Христлейна<sup>1)</sup>, казалось, указывали на то, что, в противоположность первоначальному взгляду, высшие скорости пара более выгодны, чем низкие. Однако из этих самих по себе заслуживающих внимание исследований Христлейна никаких столь далеко идущих выводов не следовало делать; ибо эти опыты не распространялись на область малых скоростей пара между 0 и 200 метр./сек. Кроме того, Христлейн при указанных опытах пользовался необработанным направляющим аппаратом, что само по себе вело к высоким потерям на трение. Большие скорости пара, значительно превосходящие скорость звука, особенно удачно были обнаружены на основе опытов Христлейна с обыкновенными направляющими аппаратами с параллельными стенками, но нуждаются согласно дальнейшим изысканиям Стодола<sup>2)</sup> и Флюгеля<sup>3)</sup> в некотором ограничении. При переходе за критический перепад, т. е. с превышением скорости звука, посредством обыкновенного направляющего аппарата можно достигнуть лишь совершенно ничтожного улучшения величины  $\varphi$ , если при этом направляющий аппарат тщательно обработан.

Новые опыты с соплами и лопатками провел в последние годы для этой цели избранный английский комитет; его результаты в извлечении сообщены Крафтом<sup>4)</sup>. Из этого материала приводим одну линию (фиг. 15), представляющую значения  $\varphi$  в зависимости от скорости пара.

<sup>1)</sup> Z. d. V. d. I. 1911 г., стр. 2081, Z. f. d. ges. Turbinenwesen 1912, стр. 1.

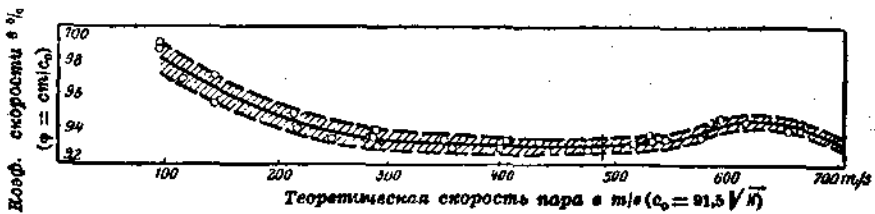
<sup>2)</sup> Паровые турбины, 5 изд., стр. 125.

<sup>3)</sup> Z. d. V. d. I. 1917 г., стр. 650.

<sup>4)</sup> Z. d. V. d. I. 1924 г., стр. 182.

Согласно фиг. 15  $\varphi$  понижается при скорости между 100 и приблизительно 200 метр./сек., остается почти неизменным при скорости около 500 метр./сек., следовательно, до величины скорости звука — и растет затем еще немного при превышении скорости звука. Стодола делает в этом заключение в недавно вышедшем добавлении к 5 изданию своего курса: „Самое поразительное в этих результатах есть возрастание  $\varphi$  при малых скоростях в противоречии как с теорией трения, так и с тщательными измерениями Bachmann'a и Ombeck'a“

Относительно потерь, имеющих место в рабочих лопатках, все до сих пор опубликованные испытания не дают точной картины, если только взаимодействующие факторы в турбине несколько иначе выражены, чем в самых испытаниях. Влияние краев вступления на лопатках рабочего венца, проходящего мимо неподвижных направляющих лопаток с чрезвычайной скоростью — этот вопрос с чрезвычайным трудом поддается исследованию и полному освещению.



Фиг. 15. Коэффициенты скорости для активного сопла, угол наклона  $20^\circ$ .

Старый мастер турбостроения Ч. А. Парсонс сказал в своем докладе на мировой энергетической конференции в Лондоне 1924 г.<sup>1)</sup>: „В современном строительстве паровых турбин встает основной вопрос, следует ли предпочитать высокие скорости пара умеренным или низким. С точки зрения уменьшения числа ступеней — и соответственно этому в интересах уменьшения общей длины турбины с данным расходом пара — ясно, что эти высокие скорости пара целесообразны. Но в той же мере, в какой скорость пара увеличивается, главное преимущество приносится в жертву распределению перепада давления на большее число турбин. Относительный коэффициент полезного действия превращения располагаемой энергии пара в механическую работу в соплах и лопатках очевидно растет в той же мере, в какой скорость уменьшается“.

Не следует думать, что такое понимание обнаружено Парсонсом лишь в последнее время, ибо паровые турбины системы Парсонса всегда, как уже было сказано, отличались большим числом ступеней и соот-

1) Engineering, 1924 г., стр. 63 и 64.



ветственно этому умеренными скоростями пара. Даже для части высокого давления нормальной конденсационной турбины и соответственно также и для турбины с противодавлением, поскольку это только количество пара позволяло, Парсонс всегда предпочитал многоступенчатую реактивную систему.

Кроме уже описанных потерь, необходимо упомянуть еще о потерях вентиляционных и от трения колес. Вентиляционные потери уменьшаются в той мере, в какой увеличивается степень подвода пара. Большой, по возможности полный, подвод может быть выполнен при выборе небольшого диаметра колес, небольшой высоты лопаток и— в случае потребности—высокого числа оборотов. Эти же условия имеют силу и в отношении потерь на трение колес, для каковых особенно существенно уменьшение диаметра. Стодола (3-ье изд. стр. 97) уже в 1905 г. в соображении этого обстоятельства высказал положение: „С точки зрения только коэффициента полезного действия должен быть рекомендован в полной мере выбор очень многих ступеней“. Потери от трения колес и вентиляционные потери растут впрочем вместе с удельным весом пара; отсюда ясно, что как раз для турбин с противодавлением, именно при повышении начального давления, выше формулированные точки зрения особенно должны быть приняты во внимание.

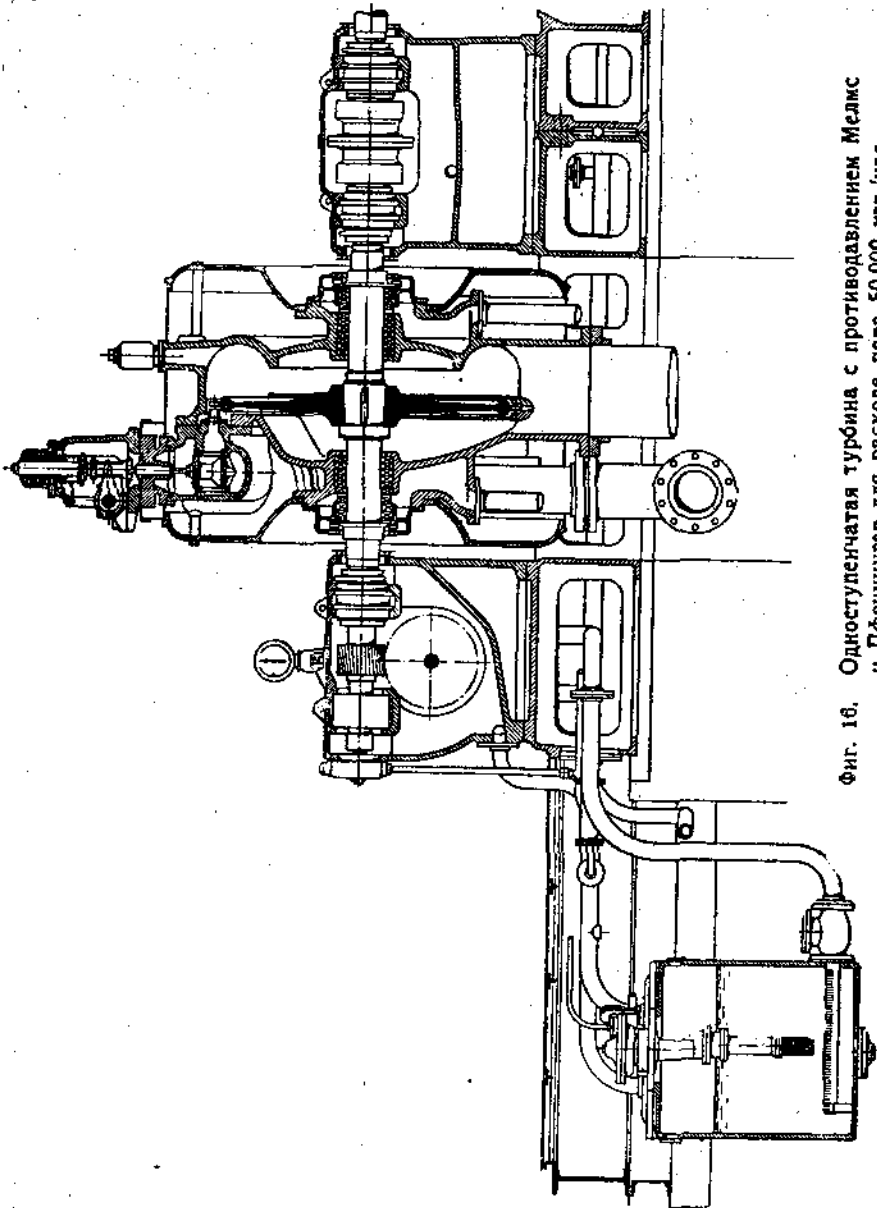
### Новые системы турбин с противодавлением.

После того, как мы теперь знаем, какие основные воззрения влияют на конструкцию паровых турбин вообще и в частности на турбины с противодавлением, следует рассмотреть некоторые новые системы. Новая конструкция, данная Первым Бронским машиностроительным заводом уже была описана Леффлером<sup>1)</sup>. Она отличается большим числом ступеней с умеренными скоростями пара, нормальным числом оборотов, преимущественно в 3000 оборотов в минуту, и установкой в разных кожухах. Первое колесо иногда несколько больше, чем следующие.

Испытания, произведенные проф. Иоссе и проф. Стодола на одной турбине с противодавлением для 13 атм. абс. начального давления и соответственно большой мощности, дали при полной нагрузке очень хороший относительный коэфф. пол. действия—82%. Столь высокому значению противоречит однако сравнительно низкий относительный коэфф. полезного действия при половинной нагрузке—65%.

<sup>1)</sup> Löffler, Z. d. V. d. I. 1924, стр. 161.

Это уменьшение относительного коэффициента полезного действия при неполной нагрузке сводится к тому, что первая ступень не перерабатывает существенно большего теплового перепада по сравнению

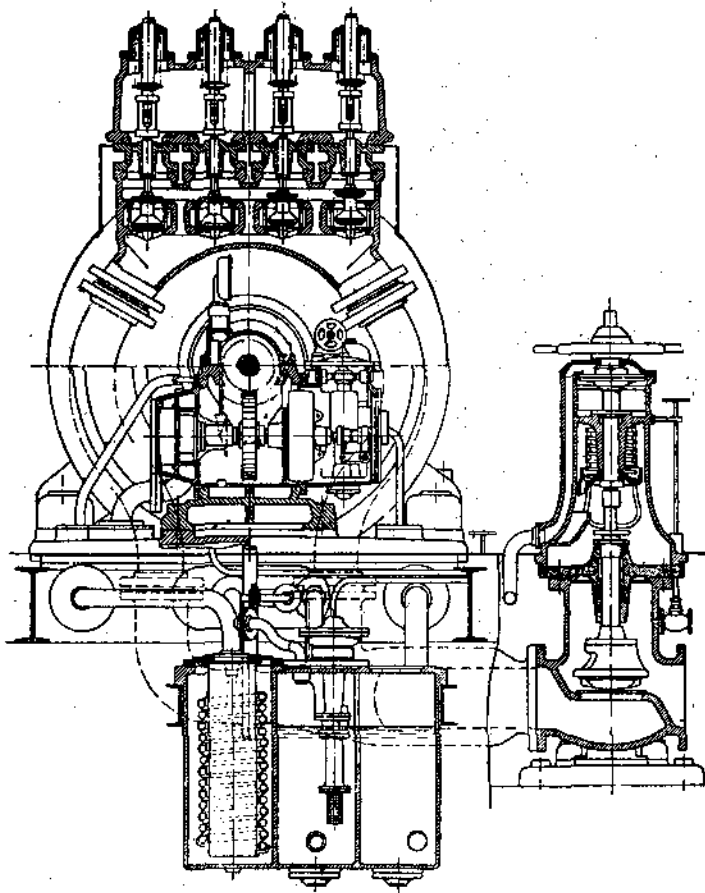


Фиг. 16. Одноступенчатая турбина с противодавлением Мелмс и Пфенninger для расхода пара 50.000 кгр./час.

со следующими ступенями. Изменить это значительно нельзя даже с помощью регулировки наполнения, так как значение такой регулировки только тогда имеет должное значение, если перерабатываемый

в первой ступени тепловой перепад составляет большую часть общего теплового перепада. Сама по себе регулировка наполнения, принимая во внимание неполную нагрузку, естественно, более сильное средство, чем регулировки с помощью торможения пара.

Правда, на практике бывают случаи, когда турбину с противо-давлением можно обезопасить от колебаний в нагрузке—особенно,

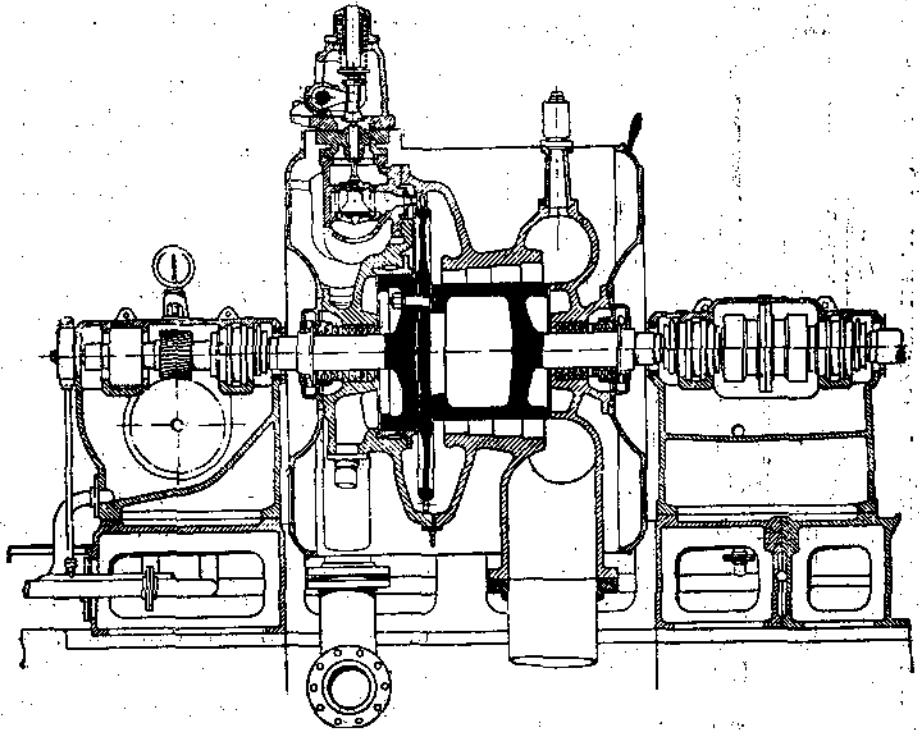


Фиг. 17. Одноступенчатая турбина с противодавлением Мелмс и Пфеннингер для расхода пара 50.000 кгр./час.

если решено также устроить аккумуляторную установку, или если можно излишнюю механическую работу использовать для других целей, как, напр., для снабжения током посторонних заводов. На маленьких силовых станциях или в небольших промышленных предприятиях, однако, турбина с противодавлением есть единственная силовая машина, и в этих условиях не всегда возможно нагрузить турбину равно-

мерно. В этом случае предпочтительна турбина, которая в первой ступени перерабатывает значительную часть теплового перепада при хорошей регулировке наполнения, ибо неблагоприятному относительному коэфф. пол. действия при полной нагрузке противостоит высший относительный коэфф. пол. действия при неполной нагрузке.

Фиг. 16 и 17 представляют турбину с противодавлением с одним колесом, системы Мелме и Пфеннингер; весь пар отдает свою работу одному единственному колесу. Считать эту турбину высокоэкономичной

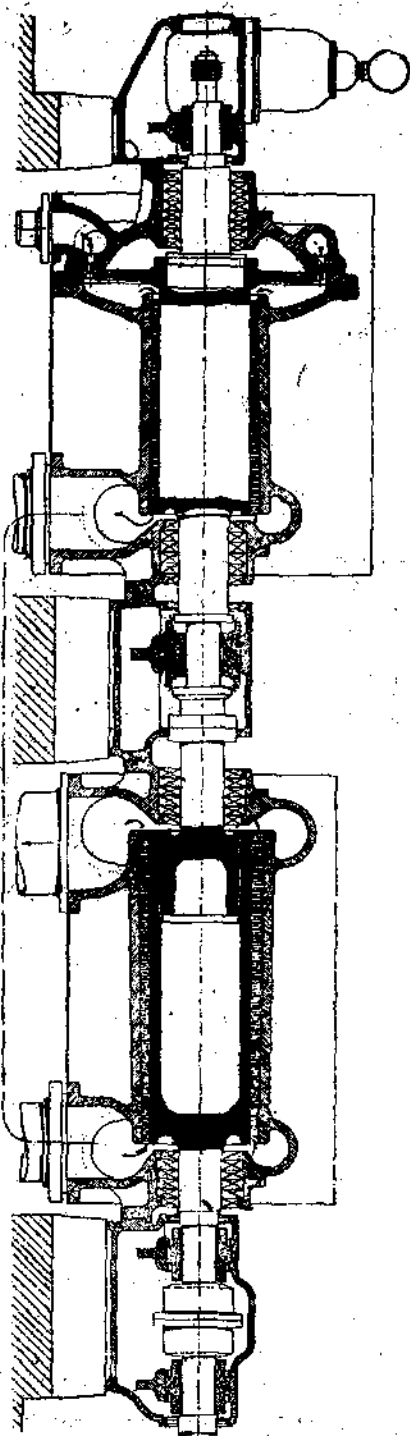


Фиг. 18. Турбина с противодавлением системы Мелме и Пфеннингер с активным колесом и реактивной частью.

можно, однако, лишь для малых перепадов тепла; если использовать ее для больших перепадов тепла, то ее относительный коэфф. пол. действия уменьшается. Заслуживает внимания расположение вентиля для сопел (фиг. 17), что имеет существенное значение для хорошей рабочей производительности при неполной нагрузке.

В конструкции на фиг. 18 часть высокого давления, состоящая из одного колеса, дополнена несколькими реактивными ступенями, устроенными на одном барабане. При такой системе с 15 атм. начального давления можно достигнуть значения относительного коэфф. пол. действия 75—76% при полной нагрузке и около 69% при поло-

Фиг. 19. Турбина с противодействием с двумя кожухами системы Броун, Бовери и К°.

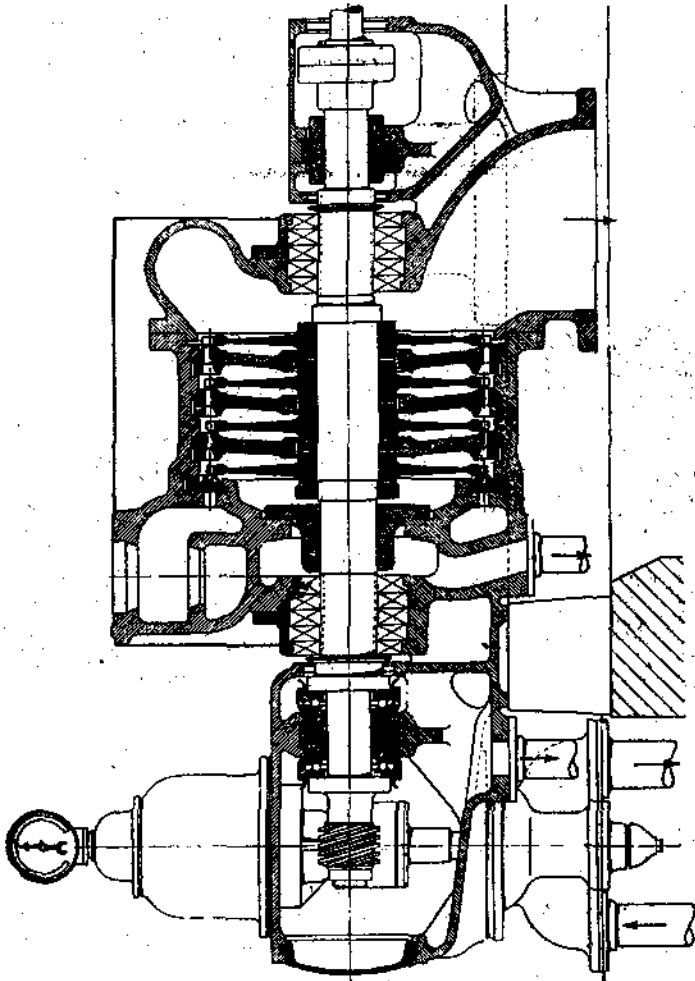


винной нагрузке, так что при приблизительно  $\frac{1}{4}$ -ной нагрузке относительный коэфф. пол. действия конструкции с несколькими кожухами может быть поднят до надлежащей высоты. К тому же эта система, предусмотренная для переработки 50.000-кг. пару в час при 3 атм. абс. противодействия, проста и ясна<sup>1)</sup>. Регулировка производится таким же способом, как и в турбине по фиг. 16 и 17.

Фиг. 19 представляет турбину с противодействием Броун, Бовери и К° для мощностей от 600 до 10.000 кв. при противодействии от 1 до 4 атм. Ее особенное отличие заключается в переработке малых тепловых перепадов, чем обусловлено большое число ступеней и распределение лопаток на два цилиндра. Первая ступень, устроенная на большом диаметре, работает по активному методу, а остальные ступени предназначены для чистореактивного облачивания. В оба цилиндра пар протекает в противоположных направлениях для уравнивания осевых сдвигов. Регулирование выполняется, смотря по обстоятельствам, дросселированием пара или с помощью вентилей для сопел. Относительный коэффициент полезного действия, согласно заявлению фирмы, составляет 80—82% и выше. Эта

<sup>1)</sup> Одна, соединенная с колесом, реактивная турбина, в качестве турбины с противодействием, установлена уж 10 лет в одном калийном производстве.

система получает значение прежде всего там, где для тока, не имеющего применения в собственном предприятии, может быть дано иное назначение, напр., на районных силовых станциях; таким образом эта турбина может работать лишь с мало изменяющейся нагрузкой.



Фиг. 20. Четырехступенная турбина с противодавлением Броун, Бовери и К<sup>о</sup>.

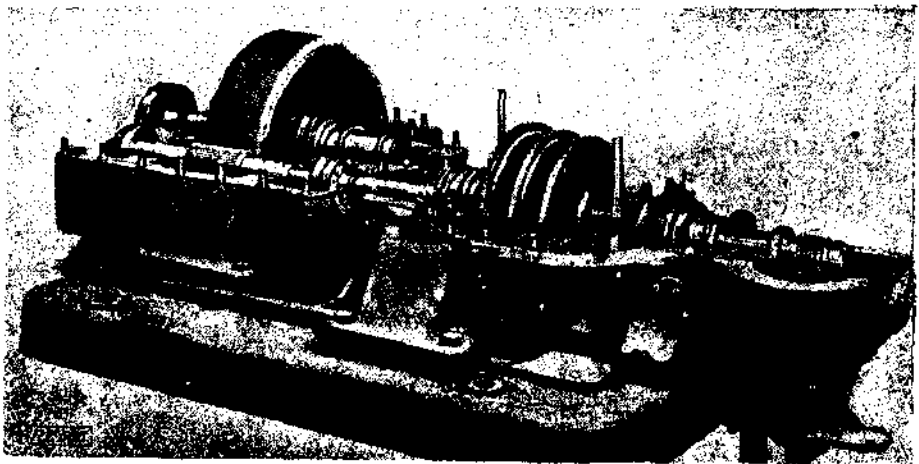
Для установок, где столь высокий относительный коэфф. пол. действия в турбинах с противодавлением не удастся в указанной мере, фирма находит достаточным турбину с противодавлением при небольшом числе ступеней, присоединенной с помощью передачи или без нее собственно к генератору.

Фиг. 20 представляет разрез турбины с противодавлением при 4-х ступенях на 1000 кв. при 16 атм. абс. начального давления и

6000 оборотов в минуту. Генератор тока приводится в движение промежуточной передачей. Работающая по активному принципу турбина отмечена небольшими размерами, а потому ничтожными затратами на изготовление, и регулируется вентилем для сопел. Относительный коэф. пол. действия гарантируется около 75%.

Фиг. 21 показывает трехколесную турбину с противодавлением на 7000 кв. при 16 атм. абс. начального давления и 5 атм. абс. противо-давления со снятой верхней частью кожуха.

Описанные турбины служат примерами выполненных новых турбин с противодавлением. В настоящее время невозможно дать исключительное предпочтение какой-либо одной из упомянутых систем, так как



Фиг. 21. Турбина с противодавлением и тремя ступенями Броун, Бовери и К<sup>о</sup>; верхняя крышка снята.

нет еще достаточных испытаний для каждой из них; в особенности недостаток таких испытаний чувствуется в области собственно высокого давления, т. е. для начальных давлений от 30 атм. и выше. Турбины с противодавлением сейчас находятся в состоянии нового развития, результаты которого еще нельзя предвидеть.

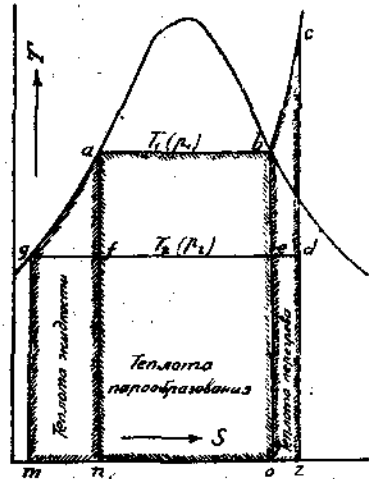
Еще раз следует поставить на вид, что это развитие в большой мере использует старые конструкции и испытания. Рядом с тепло-техническими соображениями играют роль еще и другие обстоятельства, которые могут определенно повлиять на выбор системы. Так, напр., будет неуместным при малых мощностях переходить к дорогим системам с несколькими кожухами и со многими ступенями; для собственно малых турбин должна быть также поставлена под вопросом и степень возвышения начального давления.

### Часть III. Метод противодействия, как метод регенеративный.

В первой части очерка было проведено различие между методом противодействия в собственном смысле и тем же методом в его обобщенном виде—или способом промежуточного отъема пара. В обоих случаях тепло пара противодействия или отъемного промежуточного пара используется для посторонних нагревательных целей, а именно для таких, какие не относятся собственно к производству силы. Можно однако у обыкновенной конденсационной турбины в отдельных местах ее отвести пар, чтобы подогреть им конденсат. Ясно, что такой подогрев с помощью промежуточного отвода пара—способ, часто обозначаемый как метод регенерации—следует именовать особым родом метода работы с противодействием.

До сих пор в паровых машинах стремились осуществить процесс Клаузиуса—Ранкина (фиг. 22).

Подведенная теплота состоит из трех частей: теплоты жидкости (площадь  $mgan$ ), теплоты парообразования (площ.  $nabo$ ) и теплоты перегрева (площ.  $abcz$ ), соответственно чему и производительность работы можно представить соединенной из трех площадей  $gaf$ ,  $abef$  и  $bcde$ . Если вначале не считаться с тем, что теплота в действительности подводится посредством горячих газов из котла, и обратить внимание только на рабочий процесс пара, то каждой из предшествующих трех стадий можно придать свой термический коэффициент полезного действия. Для собственно парообразования коэффициент полезного действия в процессе Карно лежит между температурами  $T_1$  и  $T_2$ . Для перегрева—коэффициент полезного действия выше



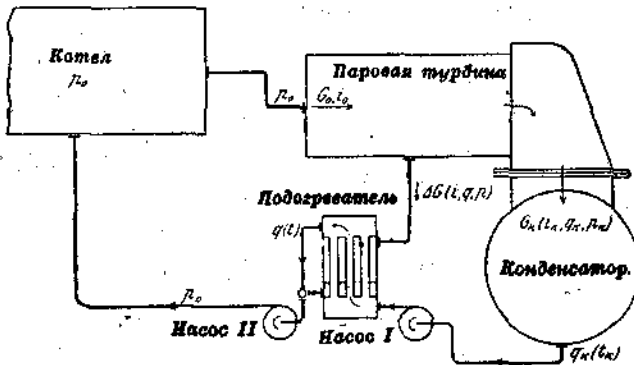
Фиг. 22. Тепловая диаграмма парового процесса.

Хуже всего обстоит дело с коэфф. пол. действия в области нагрева жидкости; очевидно, что этот нагрев в отношении к предельным температурам  $T_1$  и  $T_2$  протекает по существу не согласно с циклом Карно. След., мы вправе поставить вопрос: нельзя ли избежать этого невыгодного перехода. В старой литературе, напр., у Цейнера и Грасгофа, описывается за исключением перегрева процесс, в котором может быть осуществлен цикл Карно для сухого в начальном состоянии



пара. Этот процесс основан на том, что в конденсаторе от пара при его расширении от  $b$  до  $c$  отнимают не все тепло парообразования, но количество, отвечающее площади  $feop$ , так что за конденсатором состояние пара характеризуется точкой  $f$ , после чего смесь пара и воды посредством мокрого насоса сжимают от  $f$  до  $a$ . В результате получают теплую воду под давлением  $p_1$  и с температурой кипения  $t_1$ . Такой переход, однако, практически едва выполним.

Как ниже будет показано, этого же результата можно добиться в более или менее совершенном виде с помощью регенеративного процесса или с помощью подогрева отведенным паром. Этот способ был и раньше известен, но только в последнее время ему стали придавать в практике большое значение, исполнимость чего доказали Стодола <sup>1)</sup>, Оррок <sup>2)</sup>, Ноак <sup>3)</sup> и Мюнцингер <sup>4)</sup>. До сих пор он очень мало приме-



Фиг. 23. План установки паровой турбины с подогревом воды при помощи отведенного пара.

нялся на европейском континенте, и это объясняется тем, что использование этого метода обусловлено переоборудованием всей силовой установки, в первую очередь котлов, причем топочные газы низких температур, обслуживающие прежде экономайзер, должны теперь получить иное применение.

Особенную ценность регенеративный способ приобретает при начальных высоких давлениях. Один взгляд на  $TS$  — диаграмму показывает, что с увеличением давления растет теплота жидкости, теплота же парообразования напротив уменьшается. Но, как выше было указано, процесс, относящийся к теплу жидкого состояния, — есть самый

<sup>1)</sup> Dampf- und Gasturbinen, V изд., стр. 1086.

<sup>2)</sup> Power, Bd. 56 (1922) стр. 684 и 913.

<sup>3)</sup> Z. d. V. d. J. 1923, стр. 1153.

<sup>4)</sup> Z. d. V. d. J., 1924, стр. 137.

невыгодный; устранить его совсем или ограничить — эта задача имеет, таким образом, тогда именно важность, когда переходят к начальным высоким давлениям. Оррок прямо утверждает, что стремление к высокому давлению достигает своего назначения только с помощью отъемного пара для подогрева.

Прежде всего следует вывести теплотехнические основания для этого особого рода метода работы с противодавлением.

Фиг. 23 представляет план установки для подогрева питательной воды паром, отведенным из одного только места отъема. Турбина получает в час количество пара  $G_0$  давления  $p_0$  и тепло-содержания  $i_0$ .

В том месте, где имеется давление  $p$  (фиг. 24), отводится количество пара  $\Delta G$ , так что между давлением  $p$  и давлением в конденсаторе  $p_k$  перерабатывается только количество пара  $G_k = G_0 - \Delta G$ . Это количество, после того как в конденсаторе перейдет в жидкое состояние, подогревается в подогревателе от температуры  $t_k$  до температуры  $t$ , соответствующей давлению  $p$ , причем  $\Delta G$  конденсируется.

После этого  $G_k$  и  $\Delta G$  нагнетаются в котел. Если бы не было указанного типа турбины, то с помощью обыкновенной турбины из количества пара  $G_0$  получилось бы для работы:

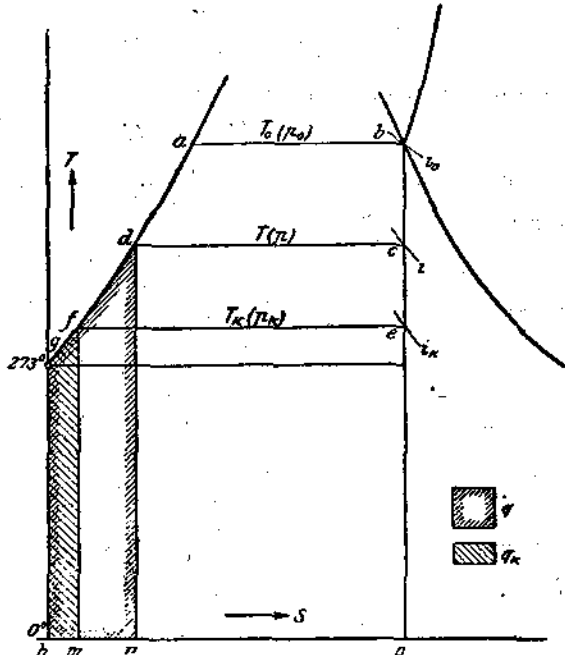
$$Q_0 = G_0 (i_0 - i_k) \dots \dots \dots (1)$$

и необходимый для этого расход тепла был бы равен

$$Q_0 = G_0 (i_0 - q_k) \dots \dots \dots (2)$$

а соответственный термический коэф. пол. действия

$$\eta_0 = \frac{i_0 - i_k}{i_0 - q_k} \dots \dots \dots (3)$$



Фиг. 24. Регенеративный метод по тепловой диаграмме для одного пункта отвода.

Для работы без потерь в этой турбине, — что представлено на фиг. 24 в предположении, что вначале имеется сухой насыщенный пар, —  $\eta_0$  соответствовало бы коэффициенту полезн. действия процесса Клаузиуса-Ранкина между температурами  $T_0$  и  $T_k$ . Выведенные уравнения в остальном независимы от вида кривой расширения в турбине, и, таким образом, остаются в силе также и при учете потерь.

Для обстоятельств, определяемых работой с промежуточным отъемом пара, эта работа составляет

$$\mathcal{A} = G_0(i_0 - i) + G_k(i - i_k) \dots \dots \dots (4)$$

необходимый расход тепла

$$Q = G_0(i - q) \dots \dots \dots (5)$$

Тепловой обмен в подогревателе выполняется в идеальном случае согласно уравнению

$$\Delta G(i - q) = G_k(q - q_k) \dots \dots \dots (6)$$

или так как  $G_0 = G_k + \Delta G$ , то имеем также

$$G_k = G_0 \frac{i - q}{i - q_k} \dots \dots \dots (6a)$$

Вводя это отношение в (4), получаем

$$\mathcal{A} = G_0 \left[ (i_0 - i) + (i - i_k) \left( \frac{i - q}{i - q_k} \right) \right] \dots \dots \dots (4a)$$

Коэффициент полезного действия этого процесса составляет теперь

$$\eta = \frac{\mathcal{A}}{Q} \dots \dots \dots (7)$$

Чтобы определить, какую выгоду приносит подогрев питательной воды с помощью промежуточного отвода пара, другими словами, действительно ли  $\eta > \eta_0$ , обозначим

$$\mathcal{A}_0 - \mathcal{A} = \mathcal{A}_r \dots \dots \dots (8)$$

$$Q_0 - Q = Q_r \dots \dots \dots (9)$$

Из (1) и (4a) получается

$$\mathcal{A}_r = G_0(i - i_k) \frac{q - q_k}{i - q_k} \dots \dots \dots (8a)$$

и из (2) и (5)

$$Q_r = G_0(q - q_k) \dots \dots \dots (9a)$$

<sup>1)</sup> При этом можно использовать данные в таблицах значения для  $q_0$ ,  $q$  и  $q_k$ , так как разница против действительно подведенного тепла весьма ничтожна; относительно более точных расчетов см. Стодола «Паровые и газовые турбины», дополнение к V изд., стр. 3.

Вместо (7) можно написать

$$\eta = \frac{Q}{Q_0} = \frac{Q_0 - Q_r}{Q_0 - Q_r} = \frac{Q_0}{Q_0} \frac{1 - \frac{Q_r}{Q_0}}{1 - \frac{Q_r}{Q_0}}$$

Обозначая  $\frac{Q_r}{Q_0} = \lambda$ ,  $\frac{Q_r}{Q_0} = \omega$  получим

$$\eta = \eta_0 \frac{1 - \lambda}{1 - \omega} \quad (7a)$$

причем

$$\lambda = \frac{i - i_k}{i_0 - i_k} \cdot \frac{q - q_k}{i - q_k} \quad (10)$$

$$\omega = \frac{q - q_k}{i_0 - q_k} \quad (11)$$

Наконец, обозначая

$$\delta = \frac{\lambda}{\omega} = \frac{i - i_k}{i - q_k} \cdot \frac{i_0 - q_k}{i_0 - i_k} \quad (12)$$

получаем

$$\eta = \eta_0 \frac{1 - \delta \omega}{1 - \omega} \quad (7b)$$

Поскольку  $\omega$  — не равно нулю,  $\eta$  будет больше  $\eta_0$ , если  $\delta < 1$ ; теперь  $\delta$  согласно уравнению (12) может быть представлено, как отношение двух коэффициентов полезного действия, а именно:

$$\delta = \frac{\eta'_0}{\eta_0} \quad (12a)$$

При этом  $\eta_0 = \frac{i_0 - i_k}{i_0 - q_k}$  согласно уравнению (3) есть коэфф. пол. действия процесса Клаузиуса-Ранкина, совершающегося между температурами  $T_0$  и  $T_k$ , а

$$\eta'_0 = \frac{i - i_k}{i - q_k}$$

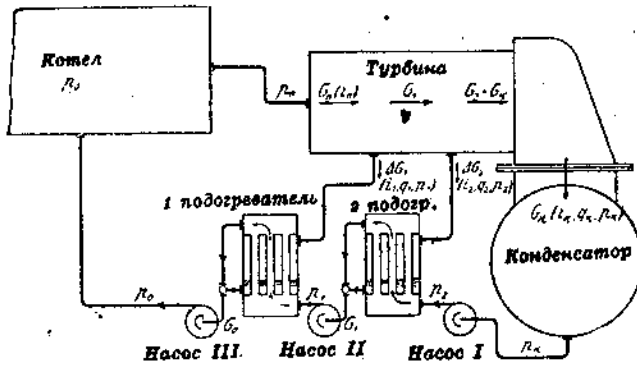
обозначает коэфф. пол. действия процесса Клаузиуса-Ранкина между температурами  $T$  и  $T_k$ . Здесь, однако, следует иметь в виду, что для этой второй части перехода тепла — начальное состояние пара не характеризуется более, как сухое насыщенное, но соответствует точке с фиг. 3. Если обозначить теплосодержание для этой точки  $i = i_0 - \Delta i$ , то

$$\eta_0 = \frac{i_0 - i_k - \Delta i}{i_0 - q_k - \Delta i}$$

А так как  $\Delta i$  соответствует использованному тепловому перепаду между  $p_0$  и  $p$ , то должно быть  $\eta'_0 < \eta$ . Из (7) теперь непосредственно получается, что  $\eta > \eta_0$ , т. е. при подогреве с помощью ответвленного пара получается выгода уже при одном только пункте отъема.

Исключительный случай, когда  $\omega = 0$ , практически не имеет значения, так как согласно (11) для этого должно быть  $q = q_k$ , что только тогда может случиться, если принять  $p = p_k$ . На числовом примере легко показать, что пункт отъема пара целесообразно расположить так, чтобы  $i_0 - i = 1/2$  до  $1/3$  ( $i_0 - i_k$ ). При этом  $\eta \approx 1,052 \eta_0$ .

Фиг. 25 представляет план установки паровой турбины с двумя пунктами промежуточного забора пара, причем конденсат переводится поступенно к высшему давлению соответственно значениям его в данных пунктах отъема. В этом случае турбина распадается некоторым образом на три части, в которых работают количества пара  $G_0$ ,  $G_1$  и  $G_2$ ; при этом  $G_1 = G_0 - \Delta G_1$ , и  $G_2 = G_1 - \Delta G_2 = G_0 - \Delta G_1 - \Delta G_2$ .



Фиг. 25. План турбинной установки с двукратным отъемом пара для подогревателей и с тремя насосами.

и  $G_2 = G_k$  — количеству пара, сгущающемуся в конденсаторе. Для определения работы имеем:

$$\mathcal{A} = G_0 (i_0 - i_1) + G_1 (i_1 - i_2) + G_2 (i_2 - i_k) \dots (13)$$

где  $i_1$  и  $i_2$  обозначают теплосодержание пара в обоих пунктах отъема, а  $q_1$  и  $q_2$  соответственные количества теплоты жидкости. Для теплового обмена в первом и втором подогревателе имеем

$$\Delta G_1 (i_1 - q_1) = G_1 (q_1 - q_2) \dots (14)$$

$$\Delta G_2 (i_2 - q_2) = G_2 (q_2 - q_k) \dots (15)$$

Из (14) и (15) получается при освобождении от величин  $\Delta G_1$  и  $\Delta G_2$

$$G_1 = G_0 \frac{i_1 - q_1}{i_1 - q_2} \dots (14a)$$

и

$$G_2 = G_1 \frac{i_2 - q_2}{i_2 - q_k} \dots (15a)$$

А вместе с тем из (13) получаем

$$\mathcal{Q} = G_0 \left[ (i_0 - i_1) + (i_1 - i_2) \left( \frac{i_1 - q_1}{i_2 - q_2} \right) + (i_2 - i_3) \left( \frac{i_1 - q_1}{i_2 - q_2} \right) \left( \frac{i_2 - q_2}{i_3 - q_3} \right) \right] \quad (13a)$$

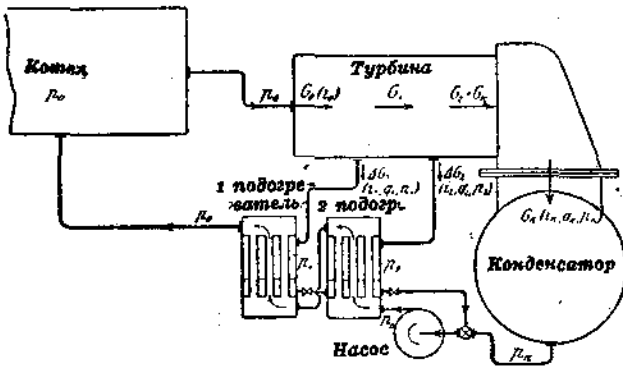
Необходимый расход пара составляет

$$Q = G_0 (i_0 - q_1) \quad (16)$$

Вводя это значение в уравнение (7), получаем термический коэфф. полезн. действия. На основании (13a) можно непосредственно выписать формулу для большого числа пунктов от'ема, так как закон образования ее теперь уже понятен. Так, напр., для трех пунктов от'ема формула имеет вид:

$$\mathcal{Q} = G_0 \left\{ \begin{array}{l} (i_0 - i_1) + (i_1 - i_2) \left( \frac{i_1 - q_1}{i_2 - q_2} \right) \\ + (i_2 - i_3) \left( \frac{i_1 - q_1}{i_2 - q_2} \right) \left( \frac{i_2 - q_2}{i_3 - q_3} \right) \\ + (i_3 - i_4) \left( \frac{i_1 - q_1}{i_2 - q_2} \right) \left( \frac{i_2 - q_2}{i_3 - q_3} \right) \left( \frac{i_3 - q_3}{i_4 - q_4} \right) \end{array} \right\} \quad (13b)$$

Расположение согласно фиг. 25 имеет тот недостаток, что оно требует большого числа насосов, которые практически трудно ввести



Фиг. 26. Установка паровой турбины с двухкратным от'емом пара для подогрева воды и с одним насосом.

в установке, так как давления  $p_1, p_2, \dots$  в местах отвода пара не неизменны и зависят скорее от нагрузки турбины. На этом основании следует предпочитать расположение согласно фиг. 26, по которому конденсат доводится до давления, равного давлению в котле, с помощью одного только насоса.

Отведенный пар из первого пункта от'ема сгущается в первом подогревателе и затем соответственно проводится через второй подогреватель, где он в дальнейшем отдает теплоту своего жидкого состояния, прежде чем он смешается с конденсатом из главного конденсатора.

В то время как при расположении по фиг. 25 в основе задачи стоит вопрос о выборе между подогревателем поверхностным или по способу смешения, установка согласно фиг. 26 мыслима лишь для поверхностных подогревателей, так как здесь в водяной и паровой части разные давления.

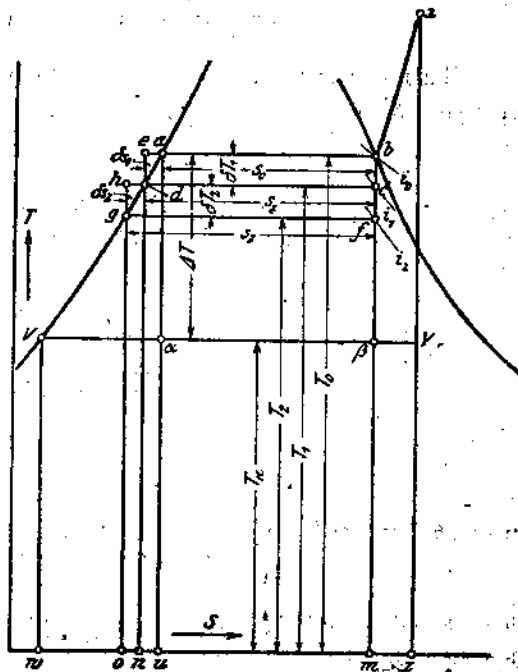
Можно очень просто показать, что расположение согласно фиг. 26 равноценно таковому же по фиг. 25, если удастся в подогревателе не только спустить отведенный пар, но и охладить его до температуры всходящего конденсата, который действует, как холодная вода, — что теоретически возможно при применении совершенного противотока. Тогда вместо уравнений (14) и (15) получаются следующие:

$$\Delta G_1 (i_1 - q_2) = G_0 (q_1 - q_2) \dots \dots \dots (17)$$

$$\Delta G_2 (i_2 - q_n) + \Delta G_1 (q_2 - q_n) = G_0 (q_2 - q_n) \dots \dots \dots (18)$$

Простой пересчет уравнения (13) при введении в него (17) и (18) и в этом случае дает уравнение (13а), чем и доказывается равноценность указанных двух расположений. Практически охлаждение нельзя выполнить вполне совершенным образом, так что расположение по схеме фиг. 26 в экономическом отношении несколько отстает от расположения, выполненного согласно фиг. 25. Те расположения, где отъемный пар, конденсированный в отдельных подогревателях, непосредственно проводится в общий трубопровод, являются теплотехнически неудачными.

Выведенные уравнения сохраняют свое значение и в том случае, если расширение пара протекает в области насыщения, а также и тогда, если расширение целиком или частью имеет место в области перегрева. Они оказываются верными также для действительного расширения, если для  $i_1, i_2, \dots, i_k$  ввести действительное теплосодержание. Однако без числовых примеров на основе



Фиг. 27. Тепловая диаграмма регенеративного метода для бесконечно большого числа пунктов отъема пара.

развернутых соотношений нельзя сделать сравнительного обзора и определения выгод от промежуточного отвода пара для подогрева питательной воды в случаях многократного отъема.

Поэтому является чрезвычайно важным рассмотреть предельный случай промежуточного отвода пара для подогрева питательной воды, именно тот случай, когда имеется бесконечно большое число пунктов отъема. С этой целью примем, что вначале расширения пар находится в насыщенном сухом состоянии, и само расширение протекает в турбине без всяких сопротивлений. Если сблизить пункты отъема друг к другу до бесконечно близкого расстояния, то согласно фиг. 27, работу для первой части турбины можно определить по след. выражению:

$$\delta \mathcal{A}_1 = G_0 \left( s_1 - \frac{\delta s_1}{2} \right) \delta T_1 \dots \dots \dots (19)$$

Это есть именно  $\delta A_1$  — площадь прямоугольника *ebcd*, уменьшенная на площадь *ade*, которая вследствие малости высоты ( $= \delta T_1$ ) может быть принята за площадь треугольника. Как легко видеть, и здесь имеют силу уравнения (14а) и (15а) и в соответствии с фиг. 27 можно написать вместо (14а):

$$G_1 = G_0 \frac{i_1 - q_1}{i_1 - q_2} = G_0 \frac{s_1}{s_2} \dots \dots \dots (20)$$

так как

$$\begin{aligned} i_1 - q_1 &= \text{Площ. } ndcm \\ i_1 - q_2 &= \text{Площ. } ogdcm \end{aligned}$$

или, так как разница бесконечно мала,  $=$  площ. *ohcm*

В виду того, что площадь *ndcm*  $= T_1 s_1$ , а площадь *ohcm*  $= T_1 s_2$  — уравнение (20) правильно.

Работа во 2-й части турбины составляет:

$$\delta \mathcal{A}_2 = G_1 \left( s_2 - \frac{\delta s_2}{2} \right) \delta T_2 = G_0 \frac{s_1}{s_2} \left( s_2 - \frac{\delta s_2}{2} \right) \delta T_2 \dots \dots (19a)$$

В 3-й части турбины работает количество пара:

$$G_2 = G_1 \frac{s_2}{s_3} = G_0 \frac{s_1}{s_3} \dots \dots \dots (20a)$$

и работа составляет

$$\delta \mathcal{A}_3 = G_2 \left( s_3 - \frac{\delta s_3}{2} \right) \delta T_3 = G_0 \frac{s_1}{s_3} \left( s_3 - \frac{\delta s_3}{2} \right) \delta T_3 \dots \dots (19b)$$

Отсюда получаем для общей работы:

$$\begin{aligned} \mathcal{A} &= \delta \mathcal{A}_1 + \delta \mathcal{A}_2 + \delta \mathcal{A}_3 + \dots \dots = G_0 \left[ \left( s_1 - \frac{\delta s_1}{2} \right) \delta T_1 + \right. \\ &\quad \left. + \left( s_2 - \frac{\delta s_2}{2} \right) \frac{s_1}{s_2} \delta T_2 + \left( s_3 - \frac{\delta s_3}{2} \right) \frac{s_1}{s_3} \delta T_3 + \dots \dots \right] \dots \dots (21) \end{aligned}$$



Если имеется бесконечно большое число ступеней, то величины  $\delta s_1, \delta s_2, \delta s_3, \dots$  и  $\delta T_1, \delta T_2, \delta T_3, \dots$  суть бесконечно малые первого порядка. Произведения  $\delta s_1 \cdot \delta T_1, \dots$  суть таким образом бесконечно малые второго порядка и могут быть опущены. И, следовательно, можно написать вместо (21):

$$Q = G_0 s_1 [\delta T_1 + \delta T_2 + \delta T_3 + \dots] = G_0 s_1 \Delta T \dots (21a)$$

при чем  $\Delta T$  отвечает всему температурному перепаду между начальной температурой и температурой в штуцере для отработанного пара. Наконец, в (21a) можно на место  $s_1$  поставить  $s_0$ , так как при бесконечно большом числе ступеней разница  $s_0 - s_1$  бесконечно мала. При этом работа составляет

$$Q = G_0 s_0 \Delta T \dots (22)$$

А подведенная теплота  $Q$ , так как конденсат подогревается до температуры котла:

$$Q = G_0 (i_0 - q_0) = G_0 s_0 T_1 \dots (23)$$

И для коэффициента полезного действия получаем

$$\eta = \frac{\Delta T}{T_1} \dots (24)$$

Это выражение совпадает с коэффициентом полезного действия для цикла Карно: промежуточный отвод пара для подогрева питательной воды с бесконечно большим числом пунктов от'ема приводит при начальном состоянии насыщения пара к карнотизированию процесса Клаузиуса-Ранкина.

Хотя этот результат очевиден, однако до сих пор не доставало простого и термодинамически строгого доказательства<sup>1)</sup>

Если пар вначале расширения перегрет, то в идеальном случае промежуточного отвода пара подведенная теплота соответствует площади  $uabxz$ , а работа—площади  $aabxy$ .

Естественно, что практически нельзя говорить о бесконечно большом числе пунктов отвода пара. Между тем можно достигнуть значительного улучшения коэфф. полезн. действия до 7—8% уже при трехкратном от'еме, в то время как большее число пунктов от'ема дает

<sup>1)</sup> В особенности нельзя считать вполне доказательным заключение по аналогии на основе воображаемого случая, при котором от общего работающего количество пара отнимается во время его расширения количество тепла, соответствующее теплоте жидкости. С другой стороны доказательство, предложенное Dowson'ом (Engineering, 1920 стр. 593) опирается на многие ограничительные предположения.

еще только небольшую выгоду. На деле установки, сооруженные в последнее время в Англии и в Америке, имеют обычно три, редко четыре пункта от'ема. Такова силовая станция North Tees, в которой паровая установка сооружена для 20.000 кв. при начальном давлении в 32 атм. и соответственной температуре в  $350^{\circ}\text{C}$ .<sup>1)</sup> Турбина выполнена с кожухом из двух частей и с устройством для промежуточного перегрева, предусмотренным между двумя частями кожуха; кроме того имеются еще три пункта от'ема пара для подогрева питательной воды. Термический коэффициент полезного действия установки должен составлять согласно вычислениям 30,7%.

Другая турбинная установка на 50.000 кв., сооружаемая на заводах Парсонса и предназначенная для Чикаго, состоит из трех частей, каждая из коих приводит в движение свой генератор тока. При этом кожухи турбины среднего давления и турбины низкого давления связаны между собой промежуточной частью конусообразной формы, а валы раздельны; турбина среднего давления имеет число оборотов в минуту 1800, а низкого давления—720. Этот тип установки обозначается в Америке как „two—speed tandem type“ (тандем с двумя скоростями). Отдельно расположенная турбина высокого давления также, как и турбина среднего давления, делает 1800 оборотов в минуту. И эта установка выполнена с промежуточным перегревом пара за турбиной высокого давления и с трехкратным от'емом пара для подогрева питательной воды.

Вышеописанный метод представляет существенную выгоду в том отношении, что для некоторой определенной мощности—в противность обыкновенному способу работы—количество пара для первой ступени ( $G_0$ ) повышено, а для последней ступени ( $G_n$ ), наоборот, уменьшено. И то и другое для конструктора благоприятно. Большое количество пара в части высокого давления повышает степень парциальности или высоту лопаток. Уменьшение количества пара в последних ступенях еще выгоднее; здесь получается возможность или снизить высоту лопаток или уменьшить скорость выхода из последней ступени, а, следовательно, и потери при выпуске, причем коэффициент полезного действия еще улучшается. Обратно, при данных числе оборотов и высоте лопаток повышается достижимая мощность.

1) «Engineering», 1924, стр. 57.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

СТР.

## **ПРОФ. ПАУЭР. ОСНОВА РАЦИОНАЛЬНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОТРАБОТАННОГО И ОТВЕТВЛЕННОГО ПАРА . . . . . 5**

**I. Термические обоснования.** 1. Установка с двигателем, отдающим исключительно силовую энергию, и применение пониженного в дроссель-клапане острого пара для нагревательных целей. 2. Установка с использованием пара конденсаторного давления. 3. Установка с одним силовым двигателем для ухудшенного вакуума или увеличенного противодействия (установка с чистым противодействием). 4. Установка с противодействием компаунд. 5. Машина с ответвлением пара.

**II. Экономические выводы.** А. Установки с произвольно большим потреблением силовой энергии. Б. Установки с определенным потреблением силы и тепла.

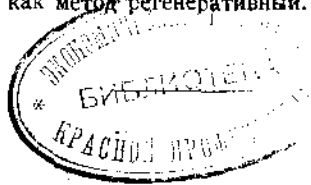
**III. Переустройство старых установок.**

## **ПРОФ. ХР. ЭБЕРЛЕ. ВЛИЯНИЕ ПАРА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ НА ПРЕОБРАЗОВАНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ПАРОВЫХ УСТАНОВОК . . . . . 27**

Паровые машины чисто силового значения. — Машины, работающие паром нагревательного значения. — Новый метод нагревания. — Комбинирование силового и теплового производства. — Выравнивание силовой и отопительной потребности. — Центральные теплосиловые станции. — Разработка примера. — Заключение.

## **Г. ЦЕРКОВИЦ. МЕТОД ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ К ПАРОВЫМ ТУРБИНАМ . . . . . 51**

Ч. I. Теплотехнические основания: Метод противодействия в узком смысле. — Метод противодействия в расширенном смысле или метод промежуточного отъема пара. — Метод противодействия в комбинации с аккумулятором Рутса. — Общая оценка паровых машин. — Ч. II. Новые идеи в конструкции паровых турбин с противодействием. — Новые системы турбин с противодействием. — Ч. III. Метод противодействия, как метод регенеративный.



# „НА РАБОЧЕМ ХОДУ“

Под общим названием „На рабочем ходу“ выпускается серия популярных брошюр, посвященных отдельным вопросам производства и могущих служить необходимым справочником для уже опытного рабочего и руководством для подготавливающегося к работе.

Брошюры эти составят в итоге необходимую для каждого рабочего справочную библиотеку по его специальности.

## ВЫШЛИ И ПОСТУПИЛИ В ПРОДАЖУ:

В. Майер. — Что такое скорость, килограмм-метр и лошадиная сила. (Первоначальные сведения об учении о движении).	Цена 35 к.
С. Бернштейн. — Уход за паровым котлом . . . . .	„ 60 „
В. Майер. — Зубчатые колеса и их расчет . . . . .	„ 30 „
К. Брукс. — Кард-машины и кардование хлопка . . . . .	„ 80 „
С. Бернштейн. — Что должен знать машинист о работе паровой машины . . . . .	„ 20 „
Проф. В. М. Шретер. — Топливо и его использование под котлом	„ 35 „
К. Брукс. — Гребнечесание . . . . .	„ 60 „
Г. Кнорре. — Тяга в котельных установках . . . . .	„ 40 „
М. А. Соколов. — Инструментальное дело . . . . .	„ 75 „
К. Брукс. — Трепальные машины . . . . .	„ 70 „
С. Бернштейн. — Уход за паровой машиной . . . . .	„ 45 „
С. Бернштейн. — Нарезка винтов на токарном станке . . . . .	„ 10 „
А. Бажин. — Как нарезать спираль на фрезерном станке . . . . .	„ 15 „
Проф. А. Квасков. — Автогенная обработка металлов . . . . .	„ 90 „
К. Брукс. — Вытяжные валики. Ленточные машины . . . . .	„ 50 „
М. А. Соколов. — Закалка и цементация инструментов . . . . .	„ 80 „
В. Г. Похлебанов. — Практика токарного дела . . . . .	„ 90 „
С. С. Тихонович. — Питание котлов водою . . . . .	„ 55 „
С. М. Петров. — Судовые котлы, их устройство и уход за ними	„ 55 „
Д. Г. Гузевич. — Как наточить инструмент . . . . .	„ 25 „
М. А. Соколов. — Резцы, и их изготовление и работа . . . . .	„ 40 „
Д. Г. Гузевич. — Как изготовить сверильный кондуктор . . . . .	„ 25 „
В. Татарчук. — Что такое топливо . . . . .	„ 20 „
К. Брукс. — Банкаброши . . . . .	„ 90 „
К. Брукс. — Кольцевой ватер . . . . .	„ 80 „
Д. Г. Гузевич. — Как приступить к разметке изделий . . . . .	„ 50 „
С. С. Бернштейн. — Экономайзеры . . . . .	„ 75 „
Д. Гузевич. — Как читать машиностроительные чертежи . . . . .	„ 60 „
С. Бернштейн. — Приборы для измерения давлений . . . . .	„ 20 „
К. Брукс. — Сельфактор . . . . .	1 р. 20 „

## П Е Ч А Т А Ю Т С Я :

- Е. Лебедев. — Физика и химия котельной.  
 Д. Гузевич. — Работа с метчиками.  
 М. А. Соколов. — Фрезы.  
 Д. Татарченко. — С чем работает металлист.  
 С. М. Петров. — Судовые паровые машины.  
 И. Фишбейн и Р. Протас. — Введение в электротехнику.  
 Е. Прегер. — Формовые материалы.  
 Его же. — Ручная формовка по моделям.

# ИЗДАТЕЛЬСТВО СЕВ.-ЗАП. ПРОМБЮРО В.С.Н.Х.

Проф. Г. Дуббель.—Паровые машины и паровые турбины. Вып. I, Перев. с нем. изд. под ред. проф. И. М. Холмогорова . . . . .	Цена 3 р.
В. Ю. Гессе.—Технология металлов. 9 изд. С дополнениями проф. И. М. Холмогорова (распродано) . . . . .	„ 3 „ 50 к.
Проф. Хр. Маршик.—Научная организация ткацкой фабрики. Перевод с немецк. под ред. проф. А. Д. Монахова . . . . .	„ 1 „ 50 „
В. С. Наумов.—Теплотехника . . . . .	„ 2 „ 50 „
Леонид В. Филиппов.—На заводах Германии и Чехо-Словакии. . . . .	„ 2 „ 25 „
Инж. - мех. Я. С. Солдатов. — Проблемы современного дизелестроения . . . . .	„ 1 „ 80 „
Инж. В. Г. Ягодин.—Памятная книжка железнодорожного мастера и артельного старосты . . . . .	„ 2 „ 50 „
Освещение в промышленных предприятиях.—Перев. с англ. под ред. проф. В. В. Белоусова . . . . .	„ — „ 60 „
М. Зигрист.—Калькуляция на машиностроительных заводах. 2 изд. испр. по посл. немецк. изданию . . . . .	„ 3 „ — „
А. Будников.—Водоснабжение в городах и селениях. . . . .	„ 2 „ 50 „
Л. Василевский.—Производственный труд . . . . .	„ 2 „ 25 „
Джон Миллс.—Письма радио-инженера. 3 изд. . . . .	„ 1 „ 20 „
Проф. Курдюмов.—Земляные работы. . . . .	„ — „ 75 „
Его же.—Дерево, как строительный материал. . . . .	„ — „ 80 „
И. Канегиссер.—Практическое руководство по организации производственных предприятий:	
Часть I . . . . .	„ 1 „ 80 „
Часть II . . . . .	„ 2 „ 50 „
Часть III . . . . .	„ 2 „ 50 „
Проф. Э. Селигман.—Очерки по теории обложения (Финанс. проблемы военного и послевоенного периода) . . . . .	„ 1 „ — „
О. Билль — Руководство для металлургов, начинающих работать на станке. 2 изд. дополн. . . . .	„ 1 „ — „
Проф. Стаценко.—Части зданий:	
Часть I . . . . .	„ 2 „ — „
Часть II . . . . .	„ 2 „ — „
Воскресенский.—Производство стальных труб без шва. . . . .	„ — „ 20 „
И. Песоцкий.—Механизация лесных заготовок . . . . .	„ — „ 30 „

## П Е Ч А Т А Ю Т С Я :

Проф. Дуббель.—Паровые машины и паровые турбины. Вып. II и III.
Проф. Мюнцингер.—Котлы высокого давления.
Шухард и Шютте.—Справочник металлста.
Инж. А. М. Будников.—Водоснабжение.
Л. Бэкон.—Кузнечное дело. 2 изд., испр. и дополн.
О. Ривощ.—Стропильные фермы.
Г. Бергнер.—Двигатели внутреннего сгорания. 2 изд.
Г. Моргенер.—Школа машиниста.
К. Меллер.—Электродвигатели, их характеристика и выбор.
В. Татарчук.—Испытание котлов.
А. Гуковский.—Отчетность промышленных предприятий.
Г. Порциг.—Статистика в промышленных предприятиях.

## С требованиями обращаться:

В ЛЕНИНГРАДЕ: Книжный Сектор Издательства — Просп. 25 Октября, 58, тел. 236—58.  
 Книжный Магазин Издательства—Пр. Володарского, 53, тел. 161—75.

В МОСКВЕ: Книжный Склад Издательства—Никольская, 6, тел. 389—80.