

Таблица 55. Значения k_n и N_1
 $\epsilon =$ отношение напряжений; коэффициент

Скорость ремня в м/сек	3	5	10	15	20
$\epsilon =$	2,0	2,18	2,56	2,94	3,22
$\varphi =$	0,33	0,37	0,44	0,49	0,52
$\frac{\epsilon - 1}{\epsilon} = \frac{k_n}{k_1}$	0,50	0,54	0,61	0,66	0,69
k_{\max} (задается)	31,2	32	34	36	33
k_f для $\gamma = 1 \text{ кг/см}^2$	0,09	0,25	1,0	2,25	4,0

$\frac{\delta}{D}$	k_b в круглых цифрах	Полезное напряжение k_n в кг/см^2 и удельная мощность N_1									
		k_n	N_1	k_n	N_1	k_n	N_1	k_n	N_1	k_n	N_1
$\frac{1}{100}$	2,5	14	0,55	16	1,05	19	2,5	21	4,2	22	5,8
$\frac{1}{200}$	5	13	0,5	11	0,95	17	2,35	20	4,0	20	5,3
$\frac{1}{300}$	10	10	0,4	12	0,8	14	1,9	16	3,2	17	4,5
$\frac{1}{400}$	14	8	0,32	9	0,6	11	1,5	13	2,6	11	3,7
$\frac{1}{500}$	20	5	0,2	6	0,4	8	1,06	10	2,0	10	2,7

Допускаемое высшее напряжение k_{\max} зависит от предназначенного срока службы ремня, от его (не вполне известного) предела утомления и текучести, и характера изменчивости нагрузки, особенно же от качества самой кожи, ее дубления, обривки, смазки и ухода во время работы. В зависимости от всех этих условий k_{\max} составляет от 10% до 20% прочности кожи на разрыв. Обычно $k_{\max} = 30 \text{ кг/см}^2$ для второстепенных медленных передач и до 50 кг/см^2 при быстро движущихся ремнях и хорошем уходе за ними. На фиг. 564 и в таблице 55 для k_{\max} соответственно приняты значения, которые, в противоположность с фиг. 561, возрастают с δ до 50 кг/см^2 . Если задаваться большими k_{\max} и для медленно движущихся ремней, например в машинах-орудиях, то надо для таких ремней брать самую лучшую кожу.

Напряжение от изгиба $k_b = E_i \delta : D$ (см. выше стр. 291: влияние толщины) зависит от теоретического коэффициента упругости E_i при наибольшем напряжении k_{\max} . Принимая $E_i \approx 0,5 E$ и $E \approx 2000$ (обыкновенная кожа для приводных ремней), имеем $k_b \approx 1000 \delta : D$. Это именно значение и лежит в основе таблицы 55. Задаваясь значениями ϵ , k_{\max} и k_b , можно получить для данной нагрузки и для $\alpha \approx 180^\circ$ допускаемые значения k_n из таблицы 55 и фиг. 561. Эти значения могут быть произведены на 20–30% при непостоянной наибольшей нагрузке. Некоторые фабрики приводных ремней допускают напряжение на 30% больше и при постоянной нагрузке. Это можно допускать только при гарантии высокого качества кожи. О влиянии угла α см. стр. 292.

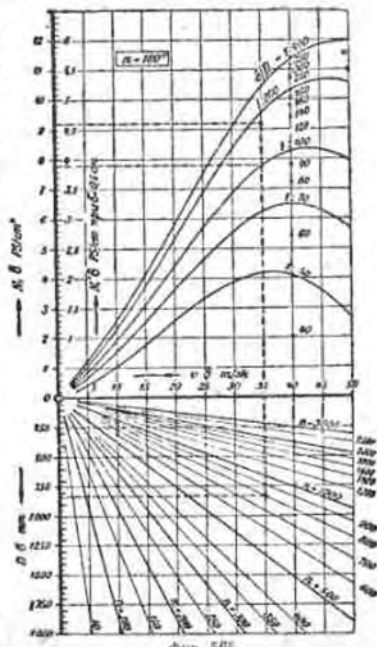
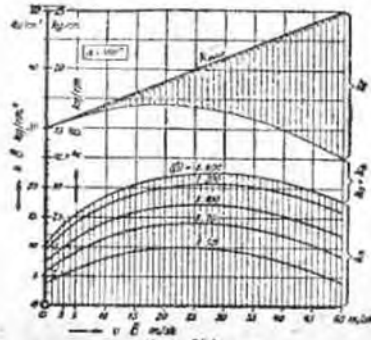
Для сметных расчетов одинарных ремней удобнее исходить из полезного напряжения на 1 см ширины, $k'_n = \delta k_n$ в кг/см . Формулы для мощности см. стр. 294

для кожаных рамней при $\alpha = 180^\circ$.
 $\epsilon = (\epsilon - 1) : (\epsilon + 1) = k_n : 2k_{\max} - k_{\max}$ и k_f в кг/см^2 .

25	30	35	40	45	50
3,04	3,84	4,17	4,35	4,5	4,5
0,57	0,59	0,61	0,63	0,64	0,64
0,725	0,74	0,76	0,77	0,78	0,78
40	42	44	46	48	50
6,25	9,0	12,2	16,0	20,0	25,0

круглых числах Л. С., см^2											
k_n	N_1	k_n	N_1	k_n	N_1	k_n	N_1	k_n	N_1	k_n	N_1
23	7,7	23	9,2	22	10,2	21	11,2	20	12	17,5	11,7
21	7,0	21	8,4	20	9,3	19	10,0	18	10,8	15,6	10,4
17	5,7	17	6,8	16	7,5	15	8,0	14	8,5	11,7	7,6
14	4,7	14	5,6	13	6,0	12	6,4	11	6,6	8,5	5,6
10	3,3	10	4,0	9	4,2	8	4,2	6	3,6	3,9	2,6

На фиг. 564 нанесены значения k_n в кг/см^2 , а также и значения k'_n в кг/см для одинарных ремней с $\delta = 0,5 \text{ см}$ в зависимости от скорости ремня $v = \frac{Dn}{19} \text{ м/сек}$, а именно (так же, как и в таблице 55) для $E_i = 1000$ и $\delta : D = 1 : 400$ до $1 : 50$. Для малых шкивов при гибком сорте кожи (меньшем k) можно принимать значительно большие величины.



Удельная мощность N_1 (соответственно N'_1), передаваемая 1 см² сечения (соответственно 1 см ширины) одинарного ремня, получается из фиг. 565 (для угла обхвата в среднем около 180°). Нижняя часть фиг. 565 дает возможность найти быстро одну из величин D , n и v , когда другие две даны.

Пример подсчета кожного ремня:

$N = 600$ л. с. Передающее число $n_1 : n_2 = 800 : 200$; скорость ремня при чугунных шкивах до $v = 35$ м/сек, так что: $N = \frac{P_{нр}}{75} = k_n v : 75 = 600$ или $k_n v = 1300$ кг. Из

$\frac{D_1 n_1}{19} = 35$ м/сек следует $D_1 = 83$ см. Для одинарного ремня с $\delta = 0,5$ см (случай 1)

$\frac{6}{D} \approx \frac{1}{165}$, k_{δ_1} (при $E_{\delta} = 1000$) в среднем $= 6$ кг/см². Для двойного ремня с $\delta = 0,8$ см

(случай 2) $\frac{\delta}{D} \approx \frac{1}{100}$ и $k_{\delta_2} \approx 10$ кг/см². Из таблицы можно принять для $v = 35$ м/сек при

$\frac{\delta}{D} = \frac{1}{165}$; $k_{n_1} = 19$ кг/см²; при $\frac{\delta}{D} = \frac{1}{100}$, $k_{n_2} = 16$ кг/см², так что $b_1 = \frac{1300}{19 \cdot 0,5} =$

$= 137$ см и $b_2 = \frac{1300}{16 \cdot 0,8} = 102$ см при $\alpha = 180^\circ$.

Если величине большого передаточного числа и малого расстояния между осями $\alpha = 140^\circ$ или $\Delta\alpha = 2$ б. $= 40^\circ$, то (согласно стр. 292) $\frac{\Delta k_n}{k_n} = \frac{\xi \Delta\alpha}{150^\circ} = 0,33 \cdot \frac{40^\circ}{150^\circ} = 0,074$, т. е.

k_n станет меньше на $\sim 7\%$ и ремень соответственно на 7% шире. Наоборот, при применении натяжного ролика и $\alpha = 220^\circ$ и $\Delta\alpha = +40^\circ$ ремень может быть взят уже на 7% !

Этот результат может быть взят быстрее из фиг. 565, так как здесь для $v = 35$ м/сек меньший диаметр D_1 для $n_1 = 800$ непосредственно указан в нижней части, откуда $\frac{\delta}{D_1}$

получается в зависимости от δ , а затем в верхней части указана удельная мощность N'_1 на 1 см², в среднем $= 9,2$ л. с. для $\frac{\delta}{D} = \frac{1}{165}$ и 7,8 л. с. для $\frac{\delta}{D} = \frac{1}{100}$, так что $b_1 = \frac{600}{9,2}$

(соотв. $\frac{600}{7,8}$ и $b_1 \approx 130$ см, $b_2 \approx 96$ см).

Этот подсчет показан на фиг. 565 пунктирными линиями. Изменение угла обхвата здесь не учтено, все составлено для $\alpha = 180^\circ$.

В целях продолжительности срока службы ремня надо следить за допустимой полезной нагрузкой, чтобы $k_{нпх}$ был установлен только при натяжных роликах или натяжных валах и при большом расстоянии между осями (натяжение от собственного веса); при перегружаем простом приводе вначале часто сознательно переходят предел $k_{нпх}$, чтобы

отдать срок дополнительного натяжения вытянувшегося ремня. Большие ремни должны быть надеты только с предварительно рассчитанным натяжением $k_{нр}$. Для вертикального или

наклонного расположения ремня без натяжных роликов с небольшим горизонтальным расстоянием между осями, в виду неизбежного удлинения ремня в работе и связанной с этим

необходимости большого предварительного натяжения (в начале работы), надо уменьшить

начальную k_n на 10 - 20%.

Для средних заводских условий ($k'_n \approx 7$) получается легко запоминаемая формула:

$$N = b l i n,$$

где b и l выражены в метрах.

Возможность временной перегрузки и фактический предел скольжения кожного ремня зависят главным образом от величины нажатия ремня $p = \frac{P_{нр}}{\phi}$ и соответственно от

нагрева кожи, при чем $P_{нр} = \frac{2k\delta}{D}$, а ϕ есть коэффициент прилегания поверхности

ремня. Первая, обуславливающая шумы, поверхность ремня, неверно обточенные шумы,

слишком большая выпуклость обода, влияют неблагоприятно на ϕ . Лицевая сторона кожного ремня работает лучше ($\phi \approx 1$), чем тыльная!). Высокое значение ϕ , как и хорошей прилегание поверхности ремня, тем значительнее, чем больше отношение $\delta : D$, и соответственно $P_{нр}$. От величины давления нажатия p зависит и нагревание, ввиду работы трения p и δ или друг, вызывающей проскальзывание смазанного ремня. Чем меньше p (при данном δ), тем больше могут быть: скольжение σ , μ и перегрузка ремня без опасности чрезмерного нагревания.

При очень неравномерной работе (падающие молота, прокатные станы, насосы, компрессоры при недостаточных маховиках) надо всегда считаться с наибольшей нагрузкой и уменьшать k_n наполовину, а порой и более. Часто оказывается целесообразным ставить многослойный и узкий ремень (таким образом большое n для облегчения скольжения при толчках).

Если же от ремня требуется, чтобы он работал как предохранительная скользящая муфта, чтобы он при перегрузке или толчках сильно скользил, то величина нажатия p должна быть достигнута большой (узкой) многослойной ремней или малой ширины, и при этом следует избегать натяжных роликов.

Ремни, употребляемые одновременно вместо фрикционных муфт для передачи на правительные приводе, переводимые для этой цели вилками, окладываются весьма недолговечными, если не будут очень слабо нагружены. Также и перекрестные ремни, трущиеся взаимно в месте скрещения, должны быть слабее натянуты. При больших скоростях и большой ширине лучше избегать их вовсе.

Главные преимущества кожаных ремней, помимо их долговечности—удобное соединение склеиванием (исключая жаркие и сырые помещения) отдельных кусков последовательно (высота до 60 м длиной), параллельно (до 2 м ширины и более) и сложив один на другом (до 4-х слоев), благодаря чему возможна передача больших мощностей на большие расстояния при неестественно гладкой и плотной поверхности. Можно и просто накладывать несколько ремней друг на друга. Недостаток кожаных ремней—их дороговизна и опасность быть объектом частых краж.

Ремни из волоконистых материалов (тканые). Употребительны чисто тканые ремни: тканые, волосные и хлопчатобумажные; менее употребительны пеньковые ремни и псы, и шпеленые бумажные денты, например Элата—ремни Акционерного Общества Каватной промышленности в Мангейме. Для очень маленьких шкивов применяются тонкие тканые ремни или псы, например для привода шлифовальных кругов. Тканые ремни, большей частью, дешевле кожаных, но менее долговечны.

Волосные ремни (K_c в среднем 400 кг/см²) ткуются из животной волосяной пряжи, при чем основа изготовляется либо из чистой верблюжьей шерсти, либо из смеси (иногда и совсем без верблюжьего волоса). Хорошие волосные ремни полезны, благодаря их большой упругости (не менее 10%), например, для работы с толчками. Хлопчатобумажные ремни ($K_c = 360$ до 520 кг/см²) также крепки, но менее упруги, чем волосные. E для волосных ремней = 2500—6000, для хлопчатобумажных—5000—14000, смотря по роду ткани *).

Пропитанные тканые ремни: балата и резиновые приводе ремни, большей частью, из сложенных вместе кусков лучшей хлопчатобумажной ткани, пропитанных балата смолой или резиновым раствором. Резиновые ремни бывают с односторонней и двусторонней резиновой накладкой. Для ремней балата K_c в среднем = 450, $E = 9000$ —15000 кг/см².

Пропитанные ремни не должны быть жестки и ломки—иначе совсем непригодны. При температуре выше 30° или 40°—балата ремень легче разлагается на свои составные части, чем резиновый ремень, выносящий температуру до 70°, например, в жарких помещениях.

*) Z. d. V. d. L. 1924 г. стр. 787. Какое должно быть прилегание ремня к лицевой или тыльной стороне? На небольших шкивах и при сильной выпуклости обода тыльная сторона прилегает лучше.

*) Steph a n, Dingl. Pol. J. 1916 г. № 2/3

Расчет тканых ремней ¹⁾ из среднего временного напряжения k_M (см. выше стр. 292) для надежности принимают коэффициент $\varphi = 0,33$.

Тогда $k_n = \frac{2}{3} (k_M - k_f)$ или при $\gamma \approx 1$, $k_n \approx \frac{2}{3} k_M - \left(\frac{v}{12}\right)^2$, k_M по роду ткани и добротности:

для хлопчатобумажных ремней = 15 до 30 kg/cm²

„ волосяных „ = 10 до 30 „

Обычная толщина 1 — 1,4 см, однако изготавливают любой толщины.

Размер толщины тканых ремней выбирается так, чтобы они могли выдержать кожаные ремни такой же ширины. В большинстве случаев достаточно рассчитать шкивы для кожаных ремней и заказать тканые ремни заданную мощность. Для небольших шкивов надо рассчитывать или выбирать ремни по особым указаниям фирм.

Преимущества тканых ремней. Большая равномерность ткани, размеров и упругости. Волосные ремни менее кожаных чувствительны к пыли, влажным ноготкам и жару, а ремни особого из отшелушения из чистой верблюжьей шерсти также и к щелочам, кислотам, бензиновым парам и пр.

Чистые хлопчатобумажные ремни мало чувствительны к теплоте и щелочам, но быстрее изнашиваются, чем волосные и служат больше для второстепенных приводов. Базальт ремни — для работы в пыли и сырости в умеренно-теплых помещениях. Резиновые ремни без покрышек для сухих, пыльных и жарких помещений, с двусторонними покрышками для помещений сырых, насыщенных парами и кислотами. Для приводов с нажимными роликами требуются также покрышки. Резина разъедается жирами и маслами.

Недостатки тканых ремней. Хлопчатобумажные ремни чистые и пропитанные обладают малой упругостью, так что при небольшом растяжении в работе самопритяжение быстро пропадает, и требуется автоматическое натяжение (от собственного ли веса, натяжных валов или натяжных роликов) а также и предварительное натяжение. Тканые ремни менее кожаных допускают перегрузку, так как при перегрузке большей частью внезапно появляется скольжение. Соединение тканых ремней склеиванием в большинстве случаев возможно, но часто неудобно вследствие необходимости последующих перешивок. С другой стороны, часто образование непрерывного кольца из ткани при сращивании концов оказываются невозможными, хотя это было бы лучшим решением вопроса. Поэтому приходится прибегать к соединениям замком, что ослабляет ремень, не допускает применения натяжных роликов, а при больших скоростях ремень бьет.

Боковое движение тканых ремней возможно лишь при специальном укреплении кромок и применении роликов на переводных вилках, и все же при частом передвижении туда и назад ремень быстро разрушается.

Целые ленты обладают следующими преимуществами: большой гибкостью, удобством соединения и последующего натяжения каждого звена, достаточностью предварительного натяжения от большого собственного веса при горизонтальном и наклонном расположениях. Недостаток — боль-

шое изнашивание отдельных звеньев, особенно при больших окружных скоростях и натяжных роликах, поэтому $v < 20$ m/sec.

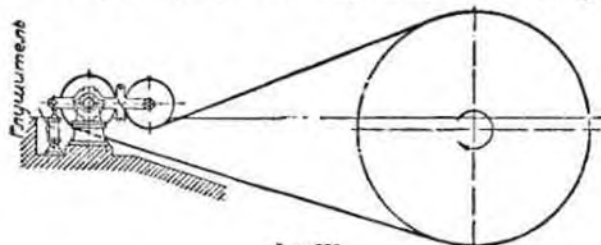
Чаще всего они изготавливаются из коротких кожаных пластинок со стальными шарнирными стифтами.

2. Установка. Простые приводы. Чем меньше угол обхвата, тем сильнее должно быть предварительное натяжение за счет полезного натяжения, для передачи последнего без скольжения. Поэтому выгодно, особенно при больших расстояниях между валами, иметь ведущий конец внизу, а сбегающий наверх (фиг. 557) располагать привод по возможности горизонтально и не допускать большого передаточного числа без натяжных роликов или валов.

При неравномерной передаче энергии, особенно в соединении с кривошипными механизмами, при неравномерной толщине и неточной поверхности шкивов ремень бьет и образует волны, могущие периодически уменьшать угол обхвата: поэтому предварительное натяжение в таких случаях должно быть увеличено. Большие расстояния между осями, например, $e \approx 20 m$, большей частью требуют применения натяжных роликов для уменьшения провисания ремня, увеличивающегося вследствие растяжения. Обычное расстояние для простых приводов $e \approx 20 b$, чтобы лучше воспринимать вибрацию быстро вращающихся шкивов; для стальных лент целесообразно расстояние, равное половине окружной скорости.

Если поробованный ремень сверх нормы вытянулся, то не рекомендуется укорачивать его немедленно: лучше смазать головным валом сторону, прилегающую к шкиву. Ремень начинает вначале скользить. Сало от нагревания становится жидким, валивается с ремнем, укорачивает последний, благодаря набуханию, процента на 2 и делает ремень опять способным тянуть привод. Смола, канфоль и т. п. следует безусловно избегать, так как они вакуумируют поры.

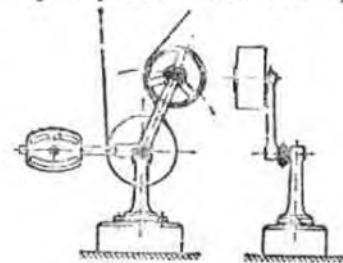
Натяжные ролики. По опытам Камерера натяжной ролик правильных размеров и установки — на обратном ходу, возможно близко к меньшему шкиву, диаметром равным, по крайней мере стократной толщине ремня, а для тканых ремней равным меньшему шкиву — очень мало уменьшает



Фиг. 566

коэффициент полезного действия привода, зато при одинаковом наибольшем натяжении уменьшает, благодаря увеличению угла обхвата, напряжение k_2 в пользу передаваемой полезной нагрузки k_n , автоматически регулирует натяжение ремня и делает возможным необычные установки: очень короткие и очень длинные расстояния между осями, вертикальные приводы, большие передаточные числа, более узкие шкива, сильную пере-

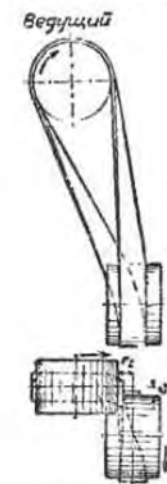
грузку. Ремень лучше сохраняется, если постоянно подвергается только безусловно необходимому наименьшему напряжению k_2 и совершенно разгружен при выключении натяжного ролика во время остановки. С другой стороны ремень должен быть приспособлен для двойного изгиба в обе стороны, а ролик, при работе привода толчками, должен быть снабжен глушителем. Приводы с натяжными роликами не допускают обратности направления вращения передачи. Пример: Привод с натяжным роликом Бамаг (фиг. 566) мощностью до 2400 л. С. При переменной нагрузке необходим глушитель у натяжного ролика для неподвижного закрепления последнего. Сравни ролик фирмы Вольфель фиг. 567. Смотри по устройству, натяжение сбегавшего конца достигается либо собственным весом



Фиг. 567.

ролика (фиг. 566), либо противовесом (фиг. 567). Ролик на фиг. 567 расположен в подшипниках с вылетом до 300 мм для удобства отведения ремня. Подшипники с автоматической смазкой, или на шариках.

Полуперекрестный привод. На фиг. 568 изображен полуперекрестный привод (согласно стр. 295). Шкивы особенно широки и обточены правильно по цилиндру для лучшего направления сбегания ремня. При этом оба шкива сдвинуты по Баху относительно линии пересечения средних плоскостей: ведущий шкив на $e_1 = 0,1$ до $0,2b$, а ведомый на $e_2 = 0,5$ до $0,6b$. Точная и выпуклая установка шкивов может быть произведена лишь на месте работы, по фактическому движению ремня. Ведомый шкив должен быть особенно широким, так как сбегавший конец ремня движется по нему взад и вперед. Мощность такого привода на 25% меньше, чем при открытом или перекрестном ремне. Расстояние между осями должно равняться наименее — двойному, лучше — четверному диаметру большего шкива. Если от полуперекрестного привода требуется, чтобы он мог работать в обоих направлениях, то шкивы должны быть особенно широкие, расположенные симметрично к месту скрещения обеих осей ($B_1 > D_2 + b$; $B_2 > D_1 + b$, где B и D относятся к шкивам, а b — ширина ремня).



Фиг. 568.

Ремни, которые должны легко скручиваться, не должны быть слишком широки и слишком жестки у кромок. Поэтому Геркенс применяет для полуперекрестных приводов на большие мощности два или три ремня неодинаковой ширины, наклеенные друг на друга в виде ступенек (фиг. 569); крайняя часть a этих ремней, как одинарный ремень, легче вытягивается и делается выпуклой.

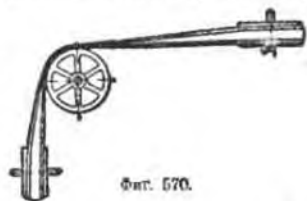


Фиг. 569.

Угловые приводы с направляющими роликами (фиг. 563). В таких приводах ремень также закручивается, почему Геркенс и рекомендует для больших мощностей усиленный в средней своей части ремень, а именно, на него наклеиваются в виде ступенек два или три более узкие ремня. Край же его остается свободными и более упругими.

Соединить ремни лучше всего только склеиванием, так как все другие соединения сильно страдают при скручивании (рвутся).

Пример простого углового привода с направляющим роликом — см. фиг. 570. Здесь ролик ведущего конца должен иметь по крайней мере подуторную ширину (а ведомого конца двойную, даже $2\frac{1}{2}$ ширины), и диаметр его должен быть не слишком мал. Изгибающие усилия требуют соответственно большого диаметра направляющего ролика, особенно в ведомой части. Так как обе плоскости шкивов, в которых ремень движется, а также и плоскости направляющих роликов должны заключать этот ремень, то должна быть обеспечена возможность перестановки направляющих роликов во все стороны посредством шаровых или крестовых сочленений (см. трансмиссионные каталоги).



Фиг. 570.

3. Ремненные шкивы. Чаще всего из чугуна, небольшие также из дерева. Железные шкива (втулки чугунные, спицы из круглого железа, обод из листового материала или прессованные железные) менее распространены. Следующие данные относятся к чугуну.

Толщина края обода: $s_1 = 0,01 R + 0,3$ см.

Высота выпуклости обода: $W = \frac{1}{4} \sqrt{B}$ до $\frac{1}{3} \sqrt{B}$; W и B в мм.

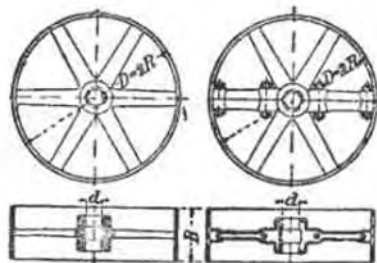
Выпуклость обода должна соответствовать расстоянию между осями, передаточному числу, размеру нагрузки, характеру работы и материалу ремня. Выпуклость полезна тем, что выравнивает неизбежные недостатки установки трансмиссионных частей и неровности денты ¹⁾.

При открытых и перекрестных ремнях только ведомый шкив должен быть выпуклым. Не выпуклыми, а обточенными по цилиндру должны быть вообще ведущие шкивы, даже оба шкива при стальных и ценных дентах, при перекрестных и угловых передачах (в последнем случае и направляющие ролики), также и шкивы, на которых ремень должен передвигаться, или по которым ходит несколько ремней. Геркенс рекомендует однако при больших скоростях ($v > 30$ м/сек.) делать и ведущий шкив выпуклым. Горизонтально расположенные шкивы получают по необходимости нижний борт. Вообще же бортов следует избегать, так как они только портят ремень, если он их касается.

Шкивы должны быть хорошо выбалансированы и гладки, потому что ремень по ним скользит, т. е. вытягивается или укорачивается, когда переходит от ведомой части ремня к ведущей или от ведущей к ведомой. Гладкие шкивы дают меньший износ и лучшее прилегание ремня, чем шероховатые.

Число спиц: $i = \frac{1}{7} \sqrt{D}$, где D — диаметр шкива в мм.

Спицы (при достаточно слабом ободе) делаются только прямыми (фиг. 571). Применявшаяся прежде форма кривых спиц только увеличивает вес шкива. Уменьшающиеся от вала к ободу в отношении 5:4 сечение спиц большей частью эллиптическое (отношение осей от 1:2 до 1:2,5). Если h размер большей оси эллипса — сечения спицы (продолженной до вала) $0,4h$ — меньшей оси, и если примем, что в передаче усилию участвует



Фиг. 571.

только $\frac{i}{3}$ спиц, и что $b \delta$ — (сечение ремня) $\geq 3 \text{ см}^2$, то при $k_b = 300 \text{ кг/см}^2$ получим

$$h = \sqrt{b \delta R \cdot 2,5 : i}.$$

Размеры b , δ и R в см.

Втулки могут быть несколько слабее, чем указано для зубчатых колес (стр. 255).

Длина втулки = ширине обода B , если $B = 1,2d$ до $1,5d$ (d — диаметр вала). Широкие шкивы получают длину втулки $< B$. Для двойных шкивов достаточна длина втулки — $\frac{1}{2}B$, если $\frac{1}{2}B = \frac{5}{4}$ до $\frac{7}{4}d$, для $B > 30$ см шкиву дают два ряда спиц.

Таблица 56. Нормальные диаметры шкивов в мм (DIN 111).

112	1120	200	2000	—	300	3000	63	630	6300
125	1250	225	2250	—	400	4000	—	710	7100
140	1400	250	2500	—	450	4500	80	800	8000
160	1600	280	2800	50	500	5000	90	900	9000
180	1800	320	3200	—	560	5600	100	1000	10000

Таблица 57. Нормальные ширины ремня b и шкива B в мм (DIN 120).

$b = 30$ 40 50 60 70 85 100 120 140 170 200 230 260 300 350 400 450 500 550
 $B = 40$ 50 60 70 85 100 120 140 170 200 230 260 300 350 400 450 500 550

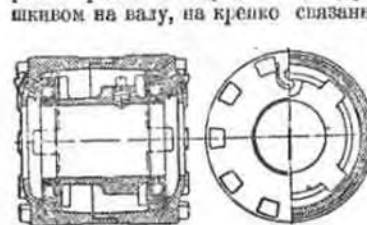
Таблица 58. Нормальный способ закрепления шкивов (DIN 110).

$D \leq$	500	630	800	1000	1250	1600	2000
Спиртные ремешные шкивы (сталь, чугун):							
Без шпонок для $B \leq$	400	300	200	100	—	—	—
Клип на масле " "	500	400	400	300	300	200	100
Цельные шкивы:							
Франц. или для $B \leq$	200	200	100	—	—	—	—
Клип на масле " "	300	300	300	200	100	—	—

Для больших размеров надо применять гисевые клинья. Длинные относятся к шкивам, могущим передавать одинарным ремнем по крайней мере 1:3 мощность вала (для трансмиссионных валов).

4. Переводы для ремня. То обстоятельство, что огибающие левты могут быть на ходу передвигаемы по своим шкивам нажатием обкоу на набегающий конец помощью переводной вилки (для чего требуется определенная толщина левты, например, кожи, или же утолщение краев у тканых лент), используется для включения и выключения различных валов, преобразователей и передач.

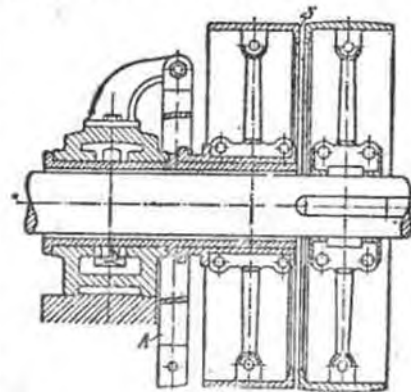
Рабочие и холостые шкивы (закрепленные на валу и свободно сидящие): а) включение и выключение ведомого вала при продолжающейся работе ремня и ведущего вала (простейшее устройство). Рядом с рабочим шкивом на валу, на крепко связанной с ним втулке (фиг. 572 и 573) или на отдельной опоре насаживается холостой шкив такого же размера (случай подшипника, вращающегося кругом вала, в противоположность неподвижному). При длинном приводе и длительном холостом вращении необходимо надежное смазочное устройство втулок. Простая форма:



Фиг. 572.

шариковые подшипники со смазкой салям или маслом. Фиг. 573 — шариковая буска Г. Полизинуса в Дессау. Крылья, насаженные между шариковыми рядами, улучшают циркуляцию масла). Часто применяется для контр-приводов машин орудий (отсюда нормированный контр-привод DIN 751—757) и для приводов с переменным направлением вращения и переменеением ремня со шкива вправо вращающегося на холостой и влево вращающийся (открытый и перекрестный ремень).

б) Включение и выключение всей ременной передачи; целесообразно при долго продолжающемся холостом ходе и резервных машинах. Рабочий в холостой шкивы на ведущем валу (лучше если также и на ведомом). Особая опора (втулка) для холостого шкива, по крайней мере, на ведущем валу. Фиг. 574 изображает опору для холостого шкива фирмы Фогель в Шлегель, Дрезден. Для включения находящегося в понос ременного



Фиг. 574.

Таблица 59. Веса окончательно обработанных и расточенных шкивов в кг.

(Данные Вамаг, Дессау фиг. 571, но все еще нормированы).

Верхние числа относятся к пельным шкивам, нижние к ступенчатым. Шкивы вполне готовы, цилиндрические, но выпуклые, отверстие ступицы $< 0,1 D + 20$ мм.

D в мм	Ширина B шкива в мм.											
	75	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600
200	6,5 7,5	7,5 8,5	8,5 10,0	10,0 11,5	12 14	14,5 16,5	18 21	23 28	3 33	-	-	-
300	10,0 11,0	11,5 12,5	13,0 14,5	15,0 16,5	17 19	22,0 26,5	27 31	38 43	53 53	-	-	-
400	15,0 16,0	16,5 18,0	18,0 19,5	20,0 21,5	23 28	32,0 36,5	37 41	52 61	58 73	-	-	-
500	20,0 21,5	21,5 23,5	23,0 25,0	25,0 31,0	33 38	42,0 47,0	49 59	67 81	74 95	86 96	98 108	-
600	24,0 26,0	25,5 28,5	27,0 30,0	30,0 38,0	42 48	50,0 59,0	61 71	83 99	92 117	106 120	132 136	-
700	28,5 31,0	31,0 34,0	34,0 38,0	43,0 48,0	52 59	62,0 71,0	75 85	100 121	112 141	130 148	146 164	-
800	-	39,0 43,0	42,0 47,0	51,0 58,0	62 71	76,0 85,0	89 101	120 145	132 165	154 178	174 192	-
900	-	47,0 52,0	50,0 56,0	59,0 68,0	72 84	90,0 99,0	105 119	141 171	154 191	182 210	204 224	-
1000	-	55,0 61,0	58,0 65,0	69,0 79,0	84 98	104 115	123 137	165 199	178 217	212 244	236 260	-
1100	-	64,0 71,0	68,0 76,0	79,0 91,0	96 113	122 131	142 157	189 229	202 247	244 250	268 298	-
1200	-	74,0 82,0	80,0 89,0	91,0 103	110 129	140 149	162 177	217 261	230 279	280 318	304 338	-
1400	-	84,0 93,0	92,0 103	105 117	126 146	160 169	184 198	245 295	260 313	316 358	344 382	-
1400	-	-	-	119 133	142 164	182 191	207 232	277 331	292 349	354 400	398 428	-
1500	-	-	-	135 151	162 183	204 215	231 248	310 369	326 387	394 444	432 478	-
1600	-	-	-	153 171	182 203	226 241	258 276	346 409	364 427	438 490	490 530	-
1700	-	-	-	171 191	202 225	243 269	286 306	382 451	404 469	484 540	528 586	-
1800	-	-	-	191 213	222 249	274 299	316 339	420 485	446 515	534 594	580 642	-
1900	-	-	-	211 237	246 275	302 331	346 372	462 541	490 565	586 652	634 704	-
2000	-	-	-	-	270 303	330 365	378 408	506 589	538 619	642 714	692 766	-
2600	-	-	-	-	416 473	486 561	560 618	716 889	823 927	963 1078	1034 1376	1254 1748
3000	-	-	-	-	608 683	706 791	816 878	1188 1259	1372 1527	1456 1510	1556 1694	1904
3500	-	-	-	-	838 963	956 1071	1048 1188	1512 1685	1604 1797	1838 2034	1950 2134	2318 2508
4000	-	-	-	-	1096 1269	1234 1383	1346 1532	1932 2169	2050 2303	2334 2590	2486 2738	2938 3160

привода, необходимо привести в движение холостой шкив от ведущего помощью простого фрикционного включателя S (трущиеся поверхности кромок обоих шкивов, см. фиг. 574) и нажимного приспособления A и довести до полного числа оборотов, затем уже переест ремни вилкой. Сравни фиг. 425 и 426. стр. 205. Включение ремней помощью переводов должно производиться по возможности при наименьшем окружном усилии P и наименьшем давлении масс P_m , чтобы сократить время скольжения ремня и сберечь его. При большом давлении масс и ничтожном усилии нажима pN ремень быстро срывается.

Переменные преобразователи могут работать при ремной передаче a) с непрерывным включением помощью конических барабанов, по которым ремень может передвигаться (фиг. 575 и 576), b) с прерывистым переключением ремня с одной пары шкивов на другую помощью ступенчатых шкивов (фиг. 578 и 579).

Условия работы: 1. При автоматическом регулировании натяжения натяжными роликами или натяжными валами, один шкив может оставаться цилиндрическим, а другой делаться коническим или ступенчатым, особенно, когда изменение передаточного числа небольшое. Большой же частью ставится условие, чтобы общая длина ремня для всех передаточных чисел оставалась постоянной ($L = \text{постоянно}$), дабы предотвратить натяжение при включенных оставалось одно и то же.

2. Выбором открытого или перекрестного ремня можно сохранить или изменить направление вращения трансмиссионных валов (фиг. 575 и 576).

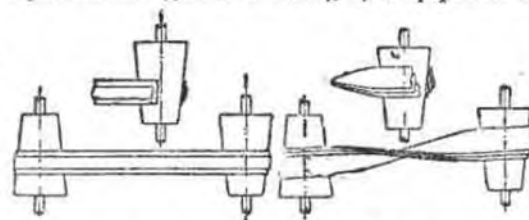
3. При ступенчатых шкивах во многих случаях является целесообразным или даже необходимым условием, чтобы отдельные передаточные числа составили геометрическую прогрессию, т.-е. чтобы $i_n : i_{n+1} = \text{постоянно} = \varphi$. (Ср. стр. 261 и сл.).

Также и при непрерывном включении (коническими барабанами) иногда ставится условие, чтобы передвигаемый ремень на одинаковом расстоянии соответствовало одинаковому увеличению передаточного числа.

4. Иногда ставит условием равенство шкивов для обоих валов, чтобы пользоваться одной моделью.

Расчет шкивов. Целесообразно исходить из передаточного числа $i = 1 : 1$, для которого выбирают радиус шкивов r_0 . Если расположить, как на фиг. 577, радиусы парных шкивов рядом и принять $r_1 + r_2 = 2r_0$, то для радиусов получается, в случае геометрической прогрессии кривая 3 между осями 1 и 2, удовлетворяющая условию $\left(\frac{r_2}{r_0}\right)_n = \frac{2}{(\varphi^n + 1)}$, где φ — знаменатель прогрессии, а n — число членов.

Такая кривая дает всегда геометрическую прогрессию для передаточных чисел, если ее разделить линиями, параллельными осям, отстоя-



Фиг. 575.

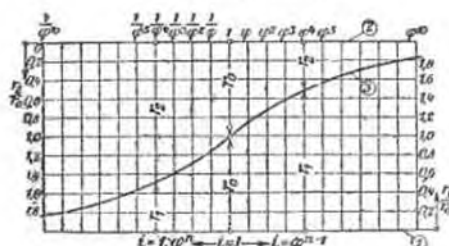
Фиг. 576.

ниями на произвольно равных расстояниях друг от друга. (На чертеже такое построение дает $\varphi = 1,28$).

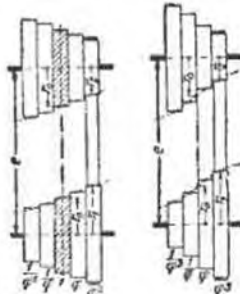
При одинаковых шкивах (условие 4) и нечетном числе ступеней ($n = 3, 5, 7, \dots$, фиг. 578) средние шкивы должны удаляться от осей условно $i = 1 : 1$. При четном числе ступеней ($n = 2, 4, 6$, фиг. 579) ступени с обеих сторон от середины имеют передаточные числа φ и соответственно $\frac{1}{\varphi}$, при чем знаменатель прогрессии $\psi = \varphi^2$.

Пример. Пусть $r_0 = 300$; $i_{\max} : i_{\min} = 4$. При пяти ступенях знаменатель

$$\varphi = \sqrt[n-1]{4} = \sqrt[4]{4} = 1,41.$$



Фиг. 577.



Фиг. 578.

Фиг. 579.

Таким образом $(r_2 : r_0)_1 = \frac{2}{1,41 + 1} = 0,83$; $(r_2 : r_0)_2 = \frac{2}{1,41^2 + 1} = 0,67$, так что $(r_2)_1 = 250$ мм и $(r_2)_2 = 200$ мм. Точно так же r_1 убывает в направлении другой стороны. При четырех ступенях знаменатель прогрессии

$$\psi = \sqrt[4-1]{4} = \varphi^2 \text{ или } \varphi = 1,26; \text{ таким образом,}$$

$$(r_2 : r_0)_1 = \frac{2}{1,26 + 1}; (r_2 : r_0)_2 = \frac{2}{1,26^2 + 1};$$

$$(r_2)_1 = 265 \text{ мм, } (r_2)_2 = 200 \text{ мм.}$$

Более точный подсчет для небольших расстояний между осями при помощи всемогательной величины ξ см. ниже.

Уравнению $r_1 + r_2 = 2r_0$ вполне правильно для всех перекрестных приводов (как и для зубчатых и фрикционных колес) и практически правильно также для открытых приводов с большим расстоянием между осями, пока β (фиг. 580) очень мал, т.е. когда $\sin \beta = \frac{r_1 - r_2}{e} \approx \frac{1}{20}$. Далее уравнение довольно

точно и для открытых приводов (непрерывных и прерывистых) с небольшим расстоянием между осями, раз только натяжные ролики или валы выравнивают отклонения (что всегда целесообразно).

Точно $r_1 + r_2 = 2r_0 \xi$ для открытых ременных приводов, также и

$$(r_2 : r_0)_n = \frac{2\xi}{\varphi^n + 1}, \quad \text{где} \quad \xi = \frac{1}{1 + 0,32 \frac{2r_0}{e} \left(\frac{i-1}{i+1} \right)^2}.$$

Это означает, что $r_1 + r_2$ в обе стороны от $i = 1 : 1$ немного уменьшается и тем более, чем больше $\frac{2r_0}{e}$ и передаточное число i или $\frac{1}{i}$ (табл. 60).

Таблица 60. Значения ξ .

$i =$	1	2	3	4	5	6
$\frac{2r_0}{e} = \frac{1}{10}$	1,0	0,9965	0,992	0,989	0,986	0,984
$\frac{1}{10}$	1,0	0,995	0,989	0,984	0,980	0,977
$\frac{1}{20}$	1,0	0,983	0,974	0,973	0,973	0,969
$\frac{1}{30}$	1,0	0,968	0,974	0,963	0,955	0,949
$\frac{1}{40}$	1,0	0,977	0,960	0,929	0,914	0,903

Общая длина ремня $L = 2r_0 \pi + 2e$ для открытых приводов (фиг. 580) и $L = 2r_0 \pi + 2e \cos \beta + 4r_0 \beta$ для перекрестных приводов (фиг. 581), где $\sin \beta = \frac{r_1 - r_2}{e}$. Если известны r_1 и r_2 , то $L \approx \pi(r_1 + r_2) +$

$+ 2e + \frac{(r_1 - r_2)^2}{e}$, где знак $-$ для открытых ремней, а $+$ для перекрестных.

Конические шкивы (фиг. 575 и 576) могут иметь только небольшой уклон обрабатывающих, изображаемых в проекции параллельно

$$(\text{tg } \delta_1 = \text{tg } \delta_2 \approx 0,1),$$

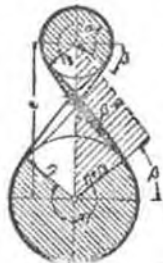
и набегающий ремень должен задерживаться роликовыми вилками или натяжными роликами с широкими бортами от передвигения вдоль шкива. Натяжные ролики всегда следует ставить при малых расстояниях между осями. В то время, как конические барабаны для перекрестных ремней всегда могут быть ограничены прямолинейными обрабатываемыми барабанами для открытых приводов при малых расстояниях между осями тогда лишь делаются несколько выгнутыми, когда необходимо учесть влияние ξ .

Применение ремней любой ширины при конических барабанах неприхотливо, а посему и мощность ограничена. По Геркенсу можно несколько увеличить мощность расхождением ремней по фиг. 575 и 576

III. Приспособление канатов, шнуров и каннообразных ремней для передачи работы.

I. Материал и напряжения в нем. Для шнурового привода пригоден всякий не слишком дорогой, крученый шнур достаточной прочности, особенно канаты из металла кобальт проволоки, пеньки, хлопка, далее кожаные шнуры, струны из конек и, как среднее между ленточными и шнуровыми приводами, каннообразные ремни из кожи, резины, ремни штенные, шарнирные цепи и т. п.

Проволочные канаты для приводов свивают из стальных проволок $\varnothing \delta = 1,0$ до 1,8 мм с цевковой сердцевинной (для увеличения гибкости), а для больших шкивов также и с сердцевинной из мягкой железной проволоки. Требования на изгиб такие же, как и для стальных лент. Поэтому



Фиг. 581.

должно быть по возможности $\frac{\delta}{D} \leq \frac{1}{1790}$ для всех шкивов, направляющих и поддерживающих роликов, соответственно $D \approx 150 d$ до $200 d$, смотря по количеству проволок в канате. При $\frac{\delta}{D} = \frac{1}{1000}$ получается $k_b = 2100 \text{ kg/cm}^2$ и следствием этого недолговечность каната. Размеры нормальных канатов смотри в нижеприведенной таблице 61.

Таблица 61. Приводные проволочные канаты.

Фабрик и Гезильов. Карловский завод в Мельбурге (на Рейне), Вене и Будапеште.

I. Для канатных шкивов нормальных диаметров: $D \approx 175 d$.

II. Для канатных шкивов малых диаметров: $D \approx 150 d$.

Диаметр каната в мм	Число проволок каната	Диаметр проволоки в мм	Вес 1 м в кг
9	36	1,0	0,26
10	42	1,0	0,31
11	36	1,2	0,38
12	42	1,2	0,45
13	36	1,4	0,51
14	42	1,4	0,61
15	48	1,4	0,70
16	42	1,6	0,79
18	48	1,6	0,91
20	48	1,8	1,15
22	54	1,8	1,30
24	60	1,8	1,46
26	60	2,0	1,80

Диаметр каната в мм	Число проволок каната	Диаметр проволоки в мм	Вес 1 м в кг
11	48	1,0	0,36
12	54	1,0	0,40
13	60	1,0	0,45
14	64	1,0	0,48
15	72	1,0	0,56
16	64	1,2	0,69
18	72	1,2	0,79
20	80	1,2	0,88
22	80	1,4	1,20
24	88	1,4	1,33
26	80	1,6	1,56
28	88	1,6	1,73
30	80	1,8	1,98
32	88	1,8	2,19
34	96	1,8	2,41

III. Железная проволока (вместо пеньки) в стренгах. (Только для больших шкивов и больших расстояний между осями).

Диаметр каната в мм	Число проволок в канате	Вес погонного метра каната в кг	Наименьший допустимый диаметр проволоки в мм	Толщина проволоки в мм	Диаметр каната в мм	Число проволок в канате	Вес погонного метра каната в кг	
								Диаметр каната в мм
1000	1,0	7	24	0,18	1500	1,5	10,5	0,41
		9	42	0,32			14	0,24
		12	56	0,42			18	0,56
1100	1,1	7,5	24	0,22	1600	1,6	11	0,24
		10	42	0,38			15	0,42
		13	56	0,51			19	0,56
1200	1,2	8,5	24	0,26	1700	1,7	12	0,24
		11	42	0,46			16	0,42
		14	56	0,60			20	0,56
1300	1,3	9	24	0,30	1800	1,8	13	0,24
		12	42	0,54			17	0,42
		15	56	0,71			21	0,56
1400	1,4	10	24	0,35	2000	2,0	14	0,24
		13	42	0,62			19	0,42
		17	56	0,82			23	0,56

Натяжение стальных канатов должно происходить только от их собственного веса; поэтому целесообразны большие расстояния между валами (наименьший — 25, лучше 50 до 125 м). Изгибными то в одном, то в другом направлении натяжными или направляющими роликами надо безусловно избегать. Допустима полезная нагрузка, приходящая во внимание и некоторую неравномерность распределения нагрузки в различных точках ее приложения, k_n , не более 150 kg/cm^2 , соответственно направлению k_n' , отнесенному к описанному сечению, от 50 до 80 kg/cm^2 , так что для каната, толщиной в d мм, получается передаваемое окружное усилие в kg для

$d = 9$	10	11	12	13	14	15	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	37 мм
$P \approx 50$	60	70	85	100	120	140	160	180	210	240	270	300	330	365	400	445	500 kg

При работе под открытым небом в виду опасности ржавления надо применять канаты из оцинкованной проволоки. $v = 6$ до 10 m/sec , для малых усилий и до 25 m/sec для больших усилий. Соединение концов каната сращиванием или замком. Надо регулярно смазывать канат для предохранения от ржавчины. Применение проволочных канатов исключительно для передачи энергии становится все реже, так как они требуют шкивов больших диаметров, а поэтому применяются лишь при небольшом числе оборотов и при большом расстоянии между валами.

Пеньковые и хлопчатобумажные канаты. Для расчета принимается не фактическое, а описанное сечение, например, круг, квадрат и др., к которому уже отнесется k_f' , k_n' , E' и γ' .

Пример: для фактического сечения $K_f = 1200 - 1350 \text{ kg/cm}^2$ для новых, 500 kg/cm^2 для старых хлопчатобумажных канатов; $E = 6000 - 15000$; $\gamma = 1,5$. Для описанного сечения получается около $\frac{2}{3}$ указанных величин.

Витые круглые канаты состоят большей частью из трех стренг (придей) толщиной δ ; из которых каждая свивается из большого числа нитей. Диаметр каната $\approx 2,2 \delta$. При этом фактическое сечение стренги \approx приблизительно $0,62$ площади $\frac{\pi d^2}{4}$. Ход винтовой линии стренги приблизительно 5δ .

Таблица 62. Круглые приводные канаты из пеньки или хлопчатобумажной бумаги.

Завод Фелькс и Гезильов в Кельне. Вес каната G , в kg/m .

Диаметр каната d в мм	Вес каната G , в kg/m						
	25	30	35	40	45	50	55
Чешская пенька	0,52	0,73	1,05	1,40	1,70	2,00	2,40
Система мавильская пенька	0,46	0,65	0,85	1,25	1,50	1,90	2,25
Американская хлопчатая бумага	0,47	0,67	0,93	1,25	1,50	1,90	2,25

Канаты из мавильской пеньки менее гибки, требуют больших шкивов. На сращивание концов каната надо иметь добавочной длины 3—4 м. Канитные замки сами не оправдан. Дополнительное сращивание вытягивающихся в работе канатов стоит много денег и времени. Лучше поэтому

канаты вначале хорошо высушить и вытянуть до упрочнения. При надлежащем уходе и смазке канатов через каждые 2—3 месяца, а вначале и чаще, канаты могут прослужить шесть лет и больше.

Треугольные и восьмиугольные плетеные канаты того же завода прилегают на большой поверхности к обеим сторонам желобков шкива и дают хороший коэффициент полезного действия, но подвергаются значительным деформациям.

Треугольные канаты:

Диаметр каната d	35	40	45	50 mm
Расчетное сечение	9	12	15	19,5 cm ²
Вес G_1	1,0	1,25	1,50	1,75 kg/m

Восьмиугольные канаты:

Диаметр каната d	25	30	35	40	45	50	55 mm
Расчетное сечение	—	6,3	9,1	12,3	16,1	20,3	25,1 cm ²
Вес G_1	0,45	0,50	0,80	1,05	1,30	1,60	1,95 kg/m

Квадратные канаты (фиг. 590). Акционерного Общества канатной промышленности б. Фердинанд Вольф завод квадратных канатов—Мангейм-Некаруа. (Квадратные канаты завода Фельтен и Гюндельмо обладают приблизительно таким же весом).

Толщина каната d	25	30	35	40	45	50	55 mm
Расчетное сечение $=d^2$	6,25	9,0	12,25	16,0	20,25	25,0	30,25 cm ²
Вес G_1	0,55	0,90	1,10	1,45	1,75	2,15	2,70 kg/m
Диаметр шкива $D \geq$	0,375	0,45	0,7	0,8	0,9	1,1	1,4 m

Плетеные квадратные канаты обладают большой гибкостью, но перекручиваются и весьма мало удлиняются.

Расчет. Прочность пенькового каната очень велика ($K_M' = 800$ до 900 kg/cm²), но долговечность канатов не велика, вследствие внутреннего трения волокон при наивывании и свивании со шкивов. Это трение уменьшается с увеличением $\frac{D}{d}$. Поэтому для круглых свитых пеньковых канатов $D \geq 30$ до 50 d , для плетеных допустимы меньшие диаметры шкивов.

Расчет производят, исходя из средней временной нагрузки k_M (см. выше, стр. 292); при чем, в виду угла зажима канатов (см. выше), приходится считать коэффициент $\varphi = 0,5$. Поэтому $k_n' = 2 \cdot 0,5 (k_M' - k')$ или, так как γ' может быть принято равным 1,2, $k_n' = k_M' - \left(\frac{v}{14}\right)^2$. В зависимости от качества пеньковых канатов $k_M' = 5 - 8$ kg/cm² и доходит для высшего сорта и при больших диаметрах шкивов до 10—15 и более kg/cm². Обычно при $D \geq 30 d$ и угле обхвата $\alpha \approx 140^\circ$, $k_M' = 5$ kg/cm²; при $D \geq 50 d$ и $\alpha \approx 180^\circ$, $k_M' = 7 - 10$ kg/cm². С увеличением нагрузки возрастает заметно и коэффициент полезного действия. По сравнению с проволочными канатами требуется приблизительно десятикратное сечение. Для канатных приводов с матируемыми роликами допустима нагрузка на 25% выше, так как не требуется особенно большого предварительного натяжения.

9 Ср. опыты Бонте Z. d. V. d. I. 1913 г., стр. 171, где были допущены более высокие значения k_M' ; затем Ку и Бакх Z. d. V. d. I. 1914 г., стр. 1006.

Предварительное натяжение пеньковых канатов достигается реже при помощи натяжных роликов, чаще от собственного веса каната и его упругости. Хорошо высушенные канаты при сращивании должны иметь длину на 0,3—0,5% короче теоретической длины, соответствующей данному расстоянию между осями валов и диаметром шкивов, а при больших горизонтальных расстояниях между осями валов еще меньше. Давление на ось S_a для нового каната до 5 S_n и более, имея в виду неизбежное удлинение каната впоследствии в работе. Отсюда легко случается при ново наложенных канатах перегрузка шкивов, валов и подшипников. Против укорочения каната при большой влажности хорошо действует смазывание каната жиром и достаточное его провисание.

Хлопчатобумажные канаты более упруги и более гибки, чем пеньковые, а потому часто применяются для крутых приводов и при неравномерной нагрузке (например в прокатных цехах). С другой стороны, они дороже, менее долговечны, труднее поддаются сращиванию и чувствительнее к погоде. $D \geq 20 d$ до 30 d —поэтому они применимы для меньших шкивов и более коротких расстояний между валами. Допускаемая нагрузка такая же, как и для пеньковых.

Гибкие шнуры из хлопчатой бумаги или сплетенных пеньковых шнурков, диаметром 3—20 mm, крученой кожи (5—25 mm) или стальной проволоки, диаметром 2—8 mm, кишечных струн или стальных спиралей имеют значение лишь для очень малых мощностей. При очень коротких расстояниях и небольших диаметрах шкивов, например, для мотоциклеток, применяются клиновидные ремешки из кожи или резины в соответствующих дорожках. Угол наклона боковых поверхностей канавок 28° до 30°. Размеры согласно преис-курантам.

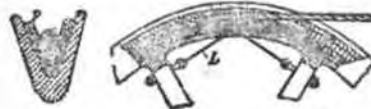
2. Установки и конструкция шкивов. Проволочно-канатный привод должен быть по возможности горизонтальным. Оба шкива—возможно одинакового диаметра. Большие передаточные числа для проволочных канатов не применимы. Диаметр шкивов соответственно толщине проволоки 1 m, лучше 2 m. Желобки в канатном шкиве имеют ширину вдвое больше глубины, так что канат помощью прибора легко наложить и снять (фиг. 582 и 583). Часто делают желобки (фиг. 584) значительно глубже (конструкция Г. Полиуса, Дессау). Для увеличения сжатия желоба шкивов (кроме направляющих роликов) выкладываются деревом или кожей. Куски кожи вставляются сбоку через отверстие (фиг. 582) или скошенными сверху (фиг. 583 и 584), плотно прижимаются друг к другу и обтачиваются так, чтобы канат хорошо прилегал к поверхности выточек. Кожаная прокладка может служить три года и даже дольше. В кон-



Фиг. 582.

Фиг. 583.

Фиг. 584.



Фиг. 585.

Фиг. 586.

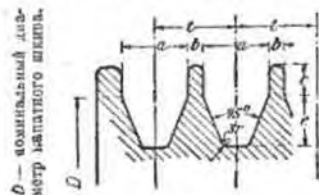
вом или кожей. Куски кожи вставляются сбоку через отверстие (фиг. 582) или скошенными сверху (фиг. 583 и 584), плотно прижимаются друг к другу и обтачиваются так, чтобы канат хорошо прилегал к поверхности выточек. Кожаная прокладка может служить три года и даже дольше. В кон-

струкции (фиг. 585 и 586) Г. Гекеля, Саарбрюкен, кожаные пластинки P винтаны на проволочные стрепты L , укрепленные к спицам шкива.

Таблица 63. Веса чугунных проволочно-канатных шкивов
(завода Фельтен и Гюльом-Кирасверк в Мидельгейме, Вена и Будапеште).

Диаметры в см	Целые шкивы								Составные шкивы			
	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	1000	1250	1500	1800
Вес шкивов:												
с 1 желобком	106	135	160	215	270	330	400	575	1015	1200	1410	1600
с 2 желобками	170	210	255	315	395	510	645	825	1270	1580	1900	2300

Шкивы для пеньковых канатов. Клинообразными желобками достигается большее сцепление (о особенно возрастает при регулярном, приблизительно каждый месяц, пропитывании волокон жиром, благодаря чему при большом v возможны большие значения k_1 ; k_2). Желобки должны быть возможно гладкие, так как известное скольжение неизбежно, и при нескольких желобках точно одинаковое исполнение. При этом, конечно, предполагаются точно одинаковые: форма, предварительное натяжение и удлинение канатов по всех желобках, дабы не было различного скольжения отдельных канатов. При замене износившихся канатов выгоднее сменить одновременно все канаты. Нормальная форма желобков (DIN 121, фиг. 587 и таблица 64).



Фиг. 587.

Таблица 64. Желобки передаточных пеньково-канатных шкивов
DIN 121 (фиг. 587).

Круглый канат диаметр в см	Квадратный канат толщиной в см	Шаг t мм	Желобки			Ребро в мм
			a	e	e	
25	23	36	28	12,5	21	8
30	27	41	33	15	25	8
35	32	47	39	17,5	30	8
40	36	54	44	20	34	10
45	40	60	50	22,5	38	10
50	45	65	55	25	42	10
55	50	73	61	27,5	46	12

Опорные, направляющие и натяжные ролики, получают желобки формы дуги круга, плотно прилегающие к канатам (фиг. 588 и 589). Для треугольных и квадратных канатов также же желобка, как и для круглых или лучше (особенно для приводов с натяжными роликами, где натяжение легко регулируется) по фиг. 590 с более легким клиновым валом.

Канатные шкивы большей частью чугунные, пеньные или свертные, как ременные шкивы с 6 до 10 прямыми спицами (см. выше); при ширине канав больше 300 мм двойной ряд спиц. Существуют шкива с 30 желобками и более. Фиг. 591 изображает канатный шкив завода Бамаг.

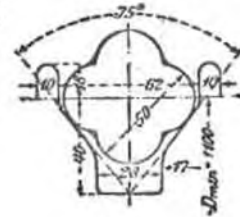
При большой скорости v , в виду большой центробежной силы, лучше исполнять соединение половин шкива по спицам.



Фиг. 588.

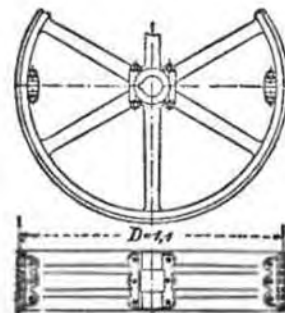


Фиг. 589.



Фиг. 590.

Пеньково-канатные приводы дешвы и удобны для распределения энергии на разные валы от одного шкива со многими желобками. Известная гарантия от остановки производства, так как никогда не бывает разрыва всех канатов разом. Пеньковые канаты дешевле кожаных и стальных лент, — зато шкивы дороже и замена канатов чаще. Потери при больших шкивах правильной конструкции при надлежащем уходе и при достаточном натяжении немогны больше, чем для кожи; зато при малых шкивах, небольшой нагрузке и неравномерном натяжении канатов потери порой очень велики ¹⁾.



Фиг. 591.

Расчет провисания канатов см. стр. 287.

При больших горизонтальных расстояниях между осями провисание = 7—8% в ведомой части, при уходе машины часто больше. Необходимо оставить для этого свободное место.

Натяжные ролики. Для вертикальных приводов и приводов с крутым подъемом, с большим передаточным числом и приводов с коротким расстоянием между осями необходимо применять натяжные ролики, и виду незначительности собственного веса и упругости канатов.

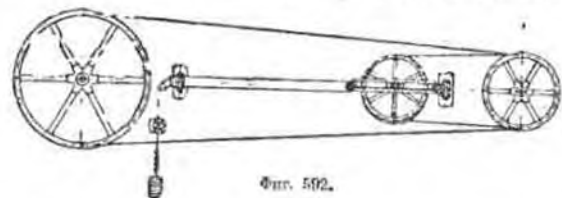
Существуют две формы их применения:

а) Бесконечный канат (один или несколько) огибает несколько раз ведущие шкивы (два или больше) и в одном месте огибает натяжной автоматический блок, и получается круговая передача (фиг. 592), в которой, таким образом, уравниваются изменения длины каната, происходящие от продолжительной работы, изменения содержания влаги в воздухе и температуры (например, на открытом воздухе), а также создается достаточное предварительное натяжение ($k_p = k_2$). Предпола-

¹⁾ Ошгги Камерера с пеньковыми канатами Z. d. V. d. L. 1907 г., стр. 1086; Mit. Forschungsarbeiten №№ 56, 57 прим. стр. 314.

гаются всюду одинаковые размеры каната и желобок: иначе может легко получить ли дерганье, неравномерное натяжение, которое не поддается выравниванию провисанием каната. Никаких заклинивающих желобков, на оттяжном блоке. Длина возможного перемещения натяжной тележки = половине расчетного удлинения каната, при приводах в зданиях приблизительно 2,5%; под открытым небом — 3—3,5% общей длины каната. Где невозможно регулировать натяжим приспособлением, приходится позже укорачивать канат.

[Американские опыты Агара ¹⁾ показывают, что при $v = 25$ м/сек, во всех желобках в круговой канатной передаче и при угле желобков в 60° коэффициент полезного действия передачи равен 94%].



Фиг. 592.

Таблица 55. Веса обработанных чугунных пеньково-канат. шкивов в кг.

Завод Вольфель около Гамбурга.

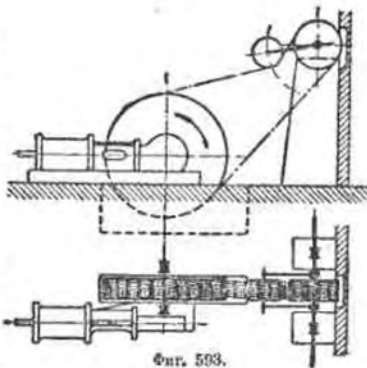
Верхние веса для пеньковых шкивов, нижние — для стальных.

Диаметр шкива в см	Количество желобков для каната $\varnothing 45$ мм									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1100	145	200	315	385	500	590	760	810	960	1015
	205	265	385	455	595	655	870	920	1125	1195
1200	165	230	355	430	555	620	840	885	1050	1110
	230	295	425	500	650	720	955	1000	1230	1300
1300	180	250	385	475	610	685	915	975	1140	1225
	210	320	465	550	710	785	1035	1090	1330	1410
1400	205	275	435	520	660	750	1000	1060	1240	1325
	275	345	510	595	765	850	1120	1180	1435	1530
1500	230	300	475	565	720	805	1075	1145	1345	1430
	300	370	550	640	825	910	1200	1270	1540	1625
2000	320	455	690	815	1020	1145	1490	1620	1900	2030
	410	545	820	945	1200	1325	1710	1840	2155	2285
2500	440	605	915	1065	1370	1530	1970	2140	2430	2610
	535	700	1055	1225	1580	1740	2230	2400	2720	2900
3000	770	1235	1430	1750	1975	2615	2815	3155	3360	3600
	760	1385	1580	2020	2215	2955	3155	3525	3730	

¹⁾ Transact. Amer. Soc. of Mech. Eng. 1915.

б) Пормальный привод с натяжными роликами. Несколько параллельных канатов точно одинаковой длины и натяжения натягиваются в ведомой части общим многожелобчатым натяжным роликом. Необходимое условие: должны быть очень гибкие канаты, особенно хлопчатобумажные, чтобы не наступило быстрое внутреннее разрушение, так как при этом канат выгибается в обратную сторону. Преимущества применения натяжных роликов для ремennых передач действительны и для канатных. Фиг. 593 изображает канатный привод с натяжными роликами фирмы Вольфель.

Сравнение различных приводов помощью гибких материалов. Решающим моментом для нового оборудования являются местные условия, производительность, сумма первоначальных затрат, потери при передаче энергии. Для очень больших расстояний применяются канаты, но во многих случаях также и кожаные ремни, хлопчатобумажные и стальные ленты. Стальная лента дает соединение наиболее жесткое, а кожаный ремень наиболее упругое. Канат занимает среднее место. Расходы на покупку, установку и обновление часто (учитывая необходимые шкивы) имеют решающее значение, так как потери в передаче для больших приводов в настоящее время могут быть снижены до 2—3% полной нагрузки. Кожаные ремни при правильном уходе обладают большей долговечностью, чем канаты и тканые или плетеные ленты.



Фиг. 593.

D. Части машин для регулирования

(для уничтожения первоначальных колебаний).

Части машин, в которых по какой-либо причине, например, вследствие перемещения центра тяжести, неравномерных импульсов или сопротивления, или ошибок (неправильностей в передаче) возникают вынужденные колебания, которые в свою очередь могут явиться возбудителями колебаний в прилегающих частях, требуют уничтожения этих явлений. Вследствие этого часто требуется урегулирование (успокоение колебаний) в самом возбудителе колебаний или в передаче колебаний наружу. Важнейшие виды колебаний машин следующие:

- поперечные колебания вследствие перемещения центра тяжести, например у вращающихся валов со смещенным центром тяжести, или у преобразователей с приводными или приводевыми приводами;
- вращательные колебания валов;
- продольные колебания у тучных рабочих тел (вследствие колебаний в приложенном к телу давлении или в давлении, отдаваемом телом).

Вращательные колебания и продольные колебания по большей части вызываются вследствие $\pm \Delta v$ равномерного вращательного, или продольного движения и вызывают неравномерность движения, при чем степень неравномерности $\delta = 2 \Delta v : v$.

Средства регулирования любых колебаний следующие:

Массы, которые должны быть приложены к регулируемым частям. Выравнивание при помощи приложения противоположных импульсов движения.

Изолирование при помощи упругих промежуточных элементов. Заглушение при помощи внутренних или внешних сопротивлений.

Средства регулирования определяются законами колебания двух, или многих колеблющихся относительно друг друга тел, см. I том, отд. Техническая физика 1).

1. Возбудители колебаний. Теорема о центре тяжести. Если из двух свободно движущихся, но принужденно между собой связанных тел, имеющих веса G_1 и G_2 , последнее имеет в работе периодические отклонения a_2 , например вследствие переменных толчков или вследствие перемещения центра тяжести, то и первое будет совершать геометрически подобные встречные колебания a_1 вокруг общей ц. т. (оси). При этом при любых видах продольных и поперечных колебаний $G_1 a_1 = G_2 a_2$.

При вращательных колебаниях вокруг общей оси вращения

$$J_1 \varphi_1 = J_2 \varphi_2 \text{ или } [GD^2]_1 \varphi_1 = [GD^2]_2 \varphi_2.$$

Обозначив через G_r — вес, приведенный к произвольному радиусу R оси вращения, при чем $G_r = [GD^2]_1 : 4R^2$, для всех видов колебаний можно принять

$$G_r a_1 = G_2 a_2 \dots \dots \dots (1)$$

Из пропорции 1 выводится два средства регулирования. Если G_1 должно быть урегулировано (уравновешено) относительно G_2 , например, рама относительно колеблющегося элемента, то это может быть осуществлено путем связи G_1 с большими массами (устройство фундамента, соединение с грунтом), так как тем самым уменьшаются отноше-

ние $\frac{a_1}{a_2}$. Если, кроме того, и G_2 должно быть по возможности урегулировано (уравновешено), то a_2 должно получить выравнивание при помощи каких-либо противовесов или встречных движений, чтобы приблизить величину a_2 к нулю.

Если колебания следуют круговому или синусоидальному закону, то давление масс в конечных положениях будет равно в кг:

$$P_b = G_r a \omega^2 : g \dots \dots \dots (2)$$

где a выражено в м, P_b и G_r в кг, а угловая скорость $\omega = n : 9,5$.

2. Собственные колебания. Если две массы весом G_1 и G_2 (соответственно G_r и G_∞) упруго (или в некотором как-бы упругом поле) связаны между собой так, что увеличение осевого или касательного перемещения на Δf от положения равновесия соответствует увеличению силы на ΔP , то обе массы образуют колебательную систему (простой

1) Применительная в физике система мер и их обозначений не совпадают с употребляемыми в данной части техническими мерами. Сравнительная таблица: I том, отд. Механика, табл. 1.

маятник с „упругостью“ $C = \Delta f : \Delta P$ и некоторым сопротивлением колебаниям w , который для рассматриваемой связанной формы имеет число собственных колебаний n_c . И в данном случае пригодна уравнение 1, только вместо (статического) центра тяжести будет (динамический) узел колебаний.

Упругость $C = \Delta f : \Delta P$ в см/кг, определяемая расчетом или опытом, представляет собой для поперечных и продольных колебаний перемещение (в см) по общей оси центров тяжести при увеличении силы на $\Delta P = 1$ кг. При вращательном маятнике C есть касательное перемещение на соответствующем радиусе R от увеличения действующей на этом радиусе касательной силы на $\Delta P = 1$ кг.

Пример. При чисто растягивающем напряжении $C = \frac{1}{E} \cdot \Sigma \left(\frac{l}{F_i} \right)$, где F — поперечное сечение в см². При сжимающем напряжении (e модуль сжатия G_s) $C = -\frac{R^2}{G_s} \cdot \Sigma \left(\frac{l}{J} \right)$, равенство, примененное как для штыря кружки, где R (в см) радиус штыря, так и для деформаций валов. Для деформаций ватига C определяется по т. I отд. Сопротивление материалу, табл. 45 и при переменном сечении бруса стр. там же (близ фиг. 35) и отд. Техническая физика (близ черт. 13), поскольку вес втулки неизмещен по отношению к шарнирам. Для тяжелых маятников с длиной l_1 (фиг. 595) $C = l_1 : G_1$.

Когда упругость C и сопротивление W не зависят от величины размаха a , то колебания маятника будут синусоидальными колебаниями. Подобные синусоидальные маятники дают все увеличивающиеся размахи, если толчки следуют в такт с числом собственных колебаний n_c , и вместо с тем дают большее или меньшее накопление энергии (по уравнению 2), которое ограничивается только областью постоянства упругости C и сопротивлением W , когда их величина будет равна силе толчков.

Подобные сопротивления суть: 1) внутреннее трение, например, на границе текучести упругих (твердых) материалов, которые при большей продолжительности действия такого сопротивления ломаются, 2) внешнее трение, которое может быть сделано какой угодно величины, 3) полезные сопротивления, например, при качательной передаче, 4) искусственные остановы.

Собственные колебания возникают или в самом возбудителе колебаний при „критическом числе колебаний“ действующих импульсов, или при соединении возбудителя колебаний с упругими системами. Они почти всегда нежелательны в машиностроении вследствие величины размахов и опасности поломки при достижении предела текучести и должны быть сделаны опасными на основании предварительного подсчета или оценки числа собственных колебаний по отношению к рабочему числу оборотов, остановам, затуханием, употреблением упругих материалов с нестойкой упругостью C (например, резина) или быстрым переходом „критического числа колебаний“.

Определение собственного числа колебаний любых маятников.

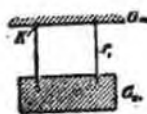
Собственное число колебаний простого пружинного маятника, вес G_1 (фиг. 594) или G_r , который упруго связан с значительно большим весом G_∞ (например, с землей), определяется из деформации f_1 под влиянием собственного веса, где $f_1 = CG_1$ (в см) упругое



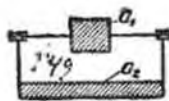
Фиг. 594.

перемещение тяжести в точке подвеса (соответственно в точке, к которой отнесен вес) под влиянием силы $= G_1$ (соответственно G_{r1}). Тогда при свободных синусоидальных колебаниях для амплитуды $a = f_1$ (уравнение 2): $G_1 = G_1 f_1 \omega_e^2 : g$, или $\omega_e^2 = g : f_1$ и $n_{e1} = 300 \sqrt{1 : f_1}$ [в минуту]. (3)

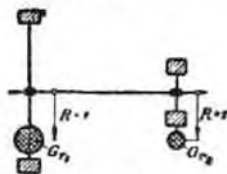
При тяжелых маятниках с направляющими стержнями (фиг. 595) пригодны при небольших размахах то же уравнение, где f_1 — длина стержня в см.



Фиг. 595.



Фиг. 596.



Фиг. 597.

Если упругий маятник состоит из двух свободно подвижных тяжестей G_1 и G_2 (фиг. 596) или двух колеблющихся масс с отнесенными весами G_{r1} и G_{r2} (фиг. 597), то нужно определить особо $f_1 = CG_1$ и $f_2 = CG_2$, тогда имеем:

$$n_e = 300 \sqrt{\frac{1}{f_g}}, \text{ где } \frac{1}{f_g} = \frac{1}{f_1} + \frac{1}{f_2} \text{ или } n_e^2 = n_{e1}^2 + n_{e2}^2. \quad (3a)$$

Узел колебаний K можно найти из $f_g = C_{1K} G_1 = C_{2K} G_2$, где f_g , G_1 , G_2 и сумма $C_{1K} + C_{2K} = C_{12}$ известны и C_{1K} — коэффициент упругости между G_1 и узловой точкой K . (Ср. графическое решение фиг. 598).

Графическое решение (по Кутцаху)¹⁾. Веса G_1 и G_2 наносятся друг за другом в силовом многоугольнике a с полюсом P на расстоянии l , а в веревочном многоугольнике b наносятся, как параллели на расстоянии, равном упругости C_{12} (см/kg). Линии, параллельные полюсным лучам 1, 2 и 3, дают в веревочном многоугольнике значения f_1 , f_2 и f_g и узловую точку K над f_g , которая в свою очередь дает возможность нанесения линии амплитуд c .

Т. е. $f : C = g$, то масштаб C по отношению к полюсному расстоянию l совпадает с масштабом f по отношению к масштабу упругости C .

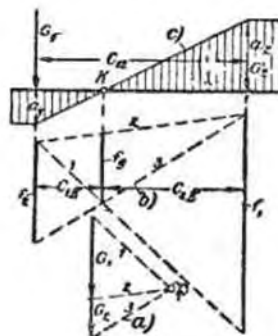
При цепи колебаний, т. е. при связанных друг с другом упругих маятниках, графическое решение столь же просто в том случае, когда между каждыми двумя весами имеется узел.

Пример: для трех весов с двумя пружинами упругости C_{12} и C_{23} (фиг. 599): G_1 , G_2 и G_3 наносятся на веревочный многоугольник b на расстояниях C_{12} и C_{23} и на силовом многоугольнике a в ряд друг за другом. Между сторонами веревочного многоугольника 1 до 4 проводится замыкающая S так, что значения $1/f_g$ для обеих упругостей в точности равны между собой. Отсюда строятся известными $(f_g)_1$, $(m_e)_2$ (согласно уравнению 3), положение узловых точек K_1' и K_2'' над $(f_g)_2$ и в c) соотношение амплитуд a_1 , a_2 и a_3 в местах пучностей B_1' , B_2'' , B_3''' .

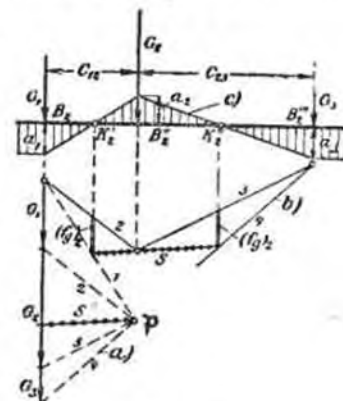
¹⁾ Pendel und Pendelketten im Maschinenbau, Z. d. V. d. I. 1917 г. стр. 917. Графический метод Гюмбеля см. Z. d. V. d. I. 1912, стр. 1025.

При вращательных колебаниях берутся G_{r1} , C_{r1} и G_{r2} (стр. 320), при чем все значения G_r должны быть отнесены к одному радиусу, например, $R = 1 \text{ m} = 100 \text{ cm}$ (фиг. 597)¹⁾. Если (GD^2) раскати-вающий момент в kg/m^2 , то для $R = 1 \text{ m}$, $g_r(\text{kg}) = \frac{GD^2}{4}$ и для $R = 100 \text{ cm}$

$$\text{упругость } C_{(\text{cm/kg})} = \frac{10000}{G_r} \Sigma \left(\frac{l}{I} \right)$$



Фиг. 598.



Фиг. 599.

Если цепь колебаний имеет i упругостей, разделенных отдельными массами, то в колебательной цепи могут образоваться и меньше чем i узлов, и согласно этому получаем числа собственных колебаний

$$(n_e)_1, (n_e)_2, \dots, (n_e)_i,$$

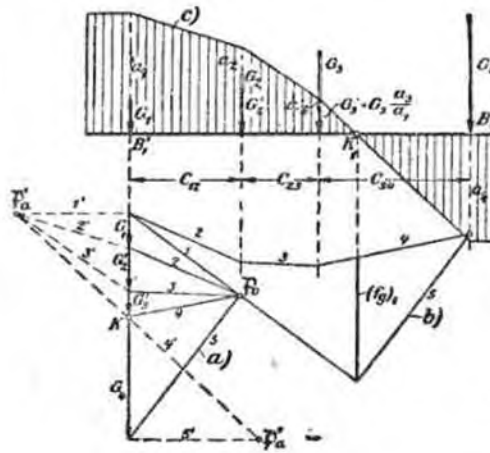
т. е. если имеются i упругостей между $i+1$ отдельными массами, то возможны i различных чисел собственных колебаний n_e .

1) приближенное графическое решение при менее, чем i узлах 2): Все массы, которые лежат между узлом колебаний K и пучностью B , должны быть вставлены с весами $G' = \frac{Ga}{a_B}$, которые уменьшены в отношении их амплитуды a к амплитуде a_B прилежащей им пучности. Но так как это уменьшение амплитуд еще не известно, то оно должно быть оценено сперва приближенно, чтобы потом, при повторении, в случае надобности построения быть вставленными точнее.

¹⁾ Чисто аналит. высв. вращат. колебаний см. том 1. отд. Технич. физики (II, Физич. колебания), далее Holzer, Berechnung der Drehschwingungen, Berlin 1921, Springer и Tolle, Regelm. der Kraftmaschinen. Berlin 1926, Springer. Графическое и расчетное решение простых случаев см. Wylder, Drehschwingungen in Kolbenmaschinenanlagen, Berlin 1922, Springer.

²⁾ Kutzback Z. d. V. d. I. 1918, стр. 100.

Пример (фиг. 600). Даны четыре массы весом G_1, G_2, G_3 и G_4 и три упругости C_{12}, C_{23} и C_{34} , известны (n_e) . Линия амплитуд a сперва берется приблизительно, чтобы определить отношения $\frac{a_2}{a_1}$ и $\frac{a_3}{a_1}$. Вставляем



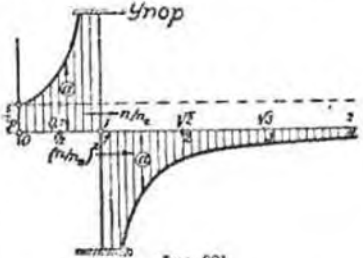
Фиг. 600.

и силовой многоугольнике a) $a_2' = G_2 \frac{a_2}{a_1}$ и $a_3' = G_3 \frac{a_3}{a_1}$ на основании приблизительно найденной линии амплитуд, так как они не лежат на нули. Отсюда определяется в вершине многоугольника b) величина (f_g) . Силовой многоугольник a) используется также для более точного нанесения амплитуд на c). Проводим луч d' в любом наклонении между G_2' и G_3' , так как угол K лежит между ними; он пересечет крайние горизонтальные лучи $1'$ и $5'$ в точках Q_2' и Q_3' . Из $\frac{a_2}{a_1}$ и $\frac{a_3}{a_1}$ можно определить точнее G_2' и G_3' , а также и f_g .

3. Принужденные колебания (сравн. I том, отд. Технич. физики, I).

Если в каком-либо возбудителе колебаний возникают принужденные колебания, вызванные периодическими импульсами или перемещениями и пр. тяжести, то амплитуды этих колебаний, при наличии известной упругости, будут увеличиваться или уменьшаться в зависимости от отношения числа импульсов n к числу собственных колебаний n_e . Пусть a_0 представляет собой амплитуду при медленном движении ($\frac{n}{n_e} \approx 0$) и a — амплитуду в работе, тогда (при затухании = 0) имеем:

$$\frac{a}{a_0} = \frac{1}{1 - \left(\frac{n}{n_e}\right)^2} \quad (4)$$



Фиг. 601.

при	$\frac{n}{n_e} = 0$	0,7	1	$\sqrt{2}$	2	3	10
будет	$\frac{a}{a_0} = +1$	+2	$\pm \infty$	-1	$-\frac{1}{3}$	$-\frac{1}{8}$	$-\frac{1}{99}$

Фиг. 601 показывает величины амплитуд a при определенном a_0 в зависимости от нанесенных значений для $\left(\frac{n}{n_e}\right)^2$ — при чем кривая

зависимости представляет собой гиперболу. При $\frac{n}{n_e} = \sqrt{2}$ амплитуда a начинает становиться меньше a_0 и постепенно приближается к нулю. Начиная с этого места, упругость успокаивает колебания и действует, как **поздирование**.

При $n = n_e$ наступает резонанс в колеблющейся системе и при дальнейшем существовании настоящего равенства появляется опасность разрушения системы.

Если периодически повторяющиеся импульсы состоят из колебательных движений по закону синуса с различными числами колебаний, т.е. если, например, при n оборотах передачи числа импульсов равны $n, 2n, 3n, 4n, \dots, \varepsilon n$, то соответствующие резонансы наступают уже при числах оборотов

$$n = n_e, \frac{n_e}{2}, \frac{n_e}{3}, \frac{n_e}{4}, \dots, \frac{n_e}{\varepsilon}$$

Совершенно свободными от резонанса являются только участки нити $\frac{n_e}{\varepsilon}$ и выше n_e .

4. Заглушенные колебания (I том, отд. Технич. физики, I).

Великое сопротивление трения уменьшает энергию, а также в размах колебаний, причем тем значительней, чем больше размах a . Трение насухо, а особенно сопротивление воздуха и жидкости (которое растет с $v^2 = a^2 \omega^2$) способствуют механическому заглушению колебаний в области резонанса.

Заглушение колебаний может также быть достигнуто при любом числе периодов, если детали, в которых производится это заглушение, связаны со специальными «резонансными маятником», который при данном числе периодов имеет выходящую амплитуду и соответственно этому колебания могут быть заглушены наиболее действительным образом (косвенное заглушение). Примеры: упругие тарелки Фрима для широкорезных, где заглушение производится столбом жидкости; пружинные тормозные колеса на центрофугах и моторах.

Из четырех средств регулирования: присоединение масс, уравновешивание, изолирование и заглушение, — оба первые более действительны при $\frac{n}{n_e} = 0$ до $\frac{1}{2}$, изолирование при $\frac{n}{n_e} > 2$ и заглушение при $\frac{n}{n_e} \approx 1$.

а) Поперечные колебания.

I. Вращающиеся валы в рамах. Здесь различают два главных случая:

а) Ось центра тяжести смещена параллельно оси вращения: в этом случае неравномерное распределение веса производит усилие под прямым углом к оси вращения. Это возможно во всех диссообразных телах вращения, например, ремневые шкивы, маховые колеса, точильные круги, роторные моторы, рабочие колеса одноступенчатых насосов, воздухоулов, паровых и водяных турбин.

б) Ось центра тяжести пересекает ось вращения или скрещивается с ней. В этом случае неравномерное распределение веса действует как углубляющий момент или как момент

— сила, приложенная к оси вращения. Это возможно при наличии нескольких шкивов или кривошипов на одном валу, при всякого рода барабанах, например, электромоторах или динамомашинных и многоступенчатых лопаточных машинах всякого рода.

Урегулирование посредством увеличения массы рамы, например, сделал ее более солидной, заключил ее в кладку и связав с достаточно тяжелым фундаментом, во всех случаях возможно и рационально.

Регулировка посредством уравнивания эксцентрически действующих масс помощью уногребления соответствующего противовеса в большинстве случаев осуществимо, но крайней мере тогда, когда не ожидается более перемещения центра тяжести во время работы (как, например, в центрифуге).

При кривошипах или прочих сильно эксцентрических массах величина противовеса должна быть точно определена аналитически и графически (срв. противовесы кривошипов, фиг. 316, 318 и 319). Кроме того, при конструировании следует позаботиться о возможно более равномерном распределении масс около оси вращения.

Последующая проверка произведенного уравнивания тем важнее, чем больше рабочее число оборотов вала приближается к числу его свободных изгибающих колебаний (т. е. к числу его собственных колебаний), — критическое число оборотов, 1 том, отд. Технич. физика II).

Статическое уравнивание. Для уравнивания какой-либо силы представляют вала со шкивом возможность колебаться около горизонтальной оси вала и заставляя, например, вал или валиться, но возможность без трения, но строго горизонтальным рычагом или заставляя его качаться (фиг. 602). При этом, чем меньше число колебаний, тем меньше величина перемещения оси центра тяжести. Направленные перемещения центра тяжести определяется положением центра колебаний. Для определения положения центра тяжести в настоящее время часто применяются 2 взаимно перпендикулярные и взаимно перпендикулярные противовеса, посаженные радиально под углом 90° друг к другу. При необходимости уравнивать большое число отдельных деталей целесообразней и точнее вести его на специальных машинах, работающих на пружинах 1).

Статическое уравнивание способствует лишь уменьшению до нуля расстояния между осью центра тяжести и осью вращения, но оно не может уничтожить косыны между осью центра тяжести и осью вращения (случай в).

Динамическое уравнивание: и, и динамическое уравнивание является возможным уравнивание момент и силу, т. е. любое смещение оси центра тяжести: 1) уравнивание производится относительно двух определенных точек оси вращения, 2) амплитуды колебания центра тяжести увеличиваются до видности; достигается это тем, что вал помещается на пружинящих опорах, чем и осуществляется собственное колебание всей системы около данных определенных точек (способ Лавальера 2), уравнивающее машины машино-строительного завода Карла Шенк, Дармштадт, а в последнее время также у Круппа, Зесен). Вращающийся вал помещается сначала концом А в подшипник с шаровым вращением, а концом В между пружинами F (фиг. 603). Легкие велосомателльные диски S₁ и S₂ уравнивающие небольшие противовесами, помещаются целесообразно непосредственно у подшипников. Валу сообщают вращение с некоторым числом оборотов. Его конец В начинает совершать сильные раскачки. Откачают направление и величину амплитуды при помощи упоров как чертящего остряка. Затем производят противовесы в велосомателльной диске S₂ до тех пор пока раскачки достаточно уменьшатся. Потом вал переворачивается так, чтобы конец А колебался свободно, а В был закреплен, и уравнивание

1) Напр. системы Фридриха Круппа, Зесен.

2) L. Wawacek. Das Auswuchten rasch umlaufender Massen. Z. f. Turbinenw. 1911; Neidobrook. Z. d. V. d. I. 1916, стр. 11.

совершется помощью противовеса диска S₁. Найденные величины уравнивающих грузов могут быть легко пересчитаны для любого места вала, где их всего удобнее поместить.

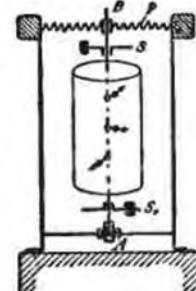
При большой потребности таких результатов: как, например, для вычитания целых моторов, — так эти укрепляются в особой раме, лежащей на уравнивающих основаниях, уравнивание же ведется по второму валу, имеющему одинаковое с мотором число оборотов и помещенному в той же раме. Моменты на этом втором валу могут быть сняты выволот до пружин или колебания рамы (метод Акимова, усовершенствованный в Америке).

Регулировка при помощи изолирования применяется там, где уравнивание недостаточно или не возможно, особенно в машинах с возможным перемещением оси центра тяжести, например, быстродвижные мельницы, центрифуги, шифовальные круги.

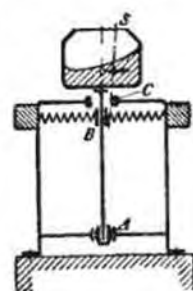
Изолирование внутри машин. Вал устанавливается в висячем, качающемся или стоячем, пружинящем положении, — он может иметь свободные поперечные колебания и таким образом изолирован от рамы. Висячие центрифуги и горизонтальные грохоты имеют лишь один верхний подшипник со свободным угловым движением (универсальный шарнир) вала. Стоячие центрифуги, кроме неподвижного подшипника с шарниром Гука А внизу, имеют еще вверху подшипник В, помещенный между слабыми пружинами (фиг. 604). Сила пружин должна быть такова, чтобы при любом наполнении центрифуги число собственных колебаний n_e было значительно ниже наименьшего числа оборотов вала n , чтобы ось центра тяжести центрифуги S могла примерно совпасть с осью вращения. Например, при $n = 1000$, — целесообразное число собственных колебаний $n_e = 100$. При достижении и переходе через «критическое число оборотов» n_e чрезмерному раскачиванию вала препятствуют пружинящие упоры С.

Где изолирование помощью пружинящих подшипников нецелесообразно (например, фиг. 596, из-за примыкающих других машинных деталей), там оно достигается достаточным поперечным пружинением в самом о вале; как, например, в однодисковых паровых турбинах (впервые применил Лаваль), воздуходувках, шлифовальных кругах с очень большим числом оборотов. Здесь также число свободных изгибающих колебаний вала, так сказать, его «критическое число оборотов», лежит значительно ниже рабочего числа оборотов. Расчет см. 1 том, отд. Технич. физика, II.

Изолирование снаружи. Где изолирование внутри рамы недопустимо, там сама рама с собственным весом G₁ может быть изолирована помощью пружин от значительно более тяжелого фундамента, весом G₂ — так чтобы G₁ свободно колебалось, при чем надо иметь в виду, что число собственных колебаний системы G₁G₂ должно быть много меньше рабочего числа оборотов. Пример: изолирование мотора помощью втулки, резины или воздушных подушек.



Фиг. 603.



Фиг. 604.

Регулировка посредством заглушения. Особенно действенно при валу с длинными, хорошо прилабренными подшипниками (масляное заглушение), затем заглушение рамы посредством постановки ее на войлок, пробку, резину, свинец, сухом песке или золе¹⁾.

2. Кривошипная и криволинейная передача на раме. Передвигая кривошипом в криволинейная состоит из движущихся взад и вперед частей весом G_k , как-то: поршней, штоков, ползунов и т. п. и частей, эксцентрически-вращающихся, весом G_e , центр тяжести которых перемещается по окружности с радиусом r_e . В кривошипных механизмах в дальнейшем все эксцентрически вращающиеся веса отнесены к радиусу кривошипа $r_e = r$. Вес промежуточной связи (при кривошипе с кулисой—кулисный камень, при нормальном кривошипном механизме шатуна) делится между G_k и G_e . При этом вес кулисного камня может быть целиком отнесен к G_e , а вес шатуна без большой погрешности может быть разделен на части G_k и G_e , нагружающие при горизонтальном положении шатуна соответствующие шайбы, например, $\frac{2}{3}$ до $\frac{3}{4}$ к G_e и $\frac{1}{3}$ до $\frac{1}{4}$ к G_k ²⁾.

Колесания кривошипа с кулисой (см. также стр. 113) являются чистыми синусоидальными колебаниями с амплитудой r , а колебания нормального кривошипного механизма (см. также фиг. 259 и 262) могут быть с достаточной точностью приняты как наложенные друг на друга два синусоидальных колебания: одно—первого порядка (с n периодов/мин.) с амплитудой $\frac{r\lambda}{4}$, где $\lambda = \frac{r}{l}$ есть отношение радиуса кривошипа

к длине шатуна. При колебаниях небольших кривошипных механизмов с конечной длиной шатуна появляется еще одно дополнительное слабое колебание первого порядка. Наибольшими силами P_0 при синусоидальных и круговых колебаниях являются $P_0 = \frac{G}{g} r_{[m]} \omega^2$, следовательно, для нормального кривошипного механизма $P_{kl} + P_{el} = \frac{G_k r}{g} \omega^2 (1 \pm \lambda)$. Эти силы производят колебания рамы весом G_m с амплитудой ρ относительно общего центра тяжести G_k , G_e и $G_m = S_0$.

Разлагая колебания по оси X-ов (ось pr и n) и оси Y-ов, и принимая G_{mx} и G_{my} за массы рамы, приведенные к осям X-ов и Y-ов (это разложение требуется лишь при вращениях, а не при поступательных перемещениях рамы) ρ_x и ρ_y за полу-амплитуды, получаем:

$$G_{mx} \rho_x = G_k r + G_e r_e = G_e r \quad \text{и} \quad G_{my} \rho_y = G_e r_e = G_e r_e.$$

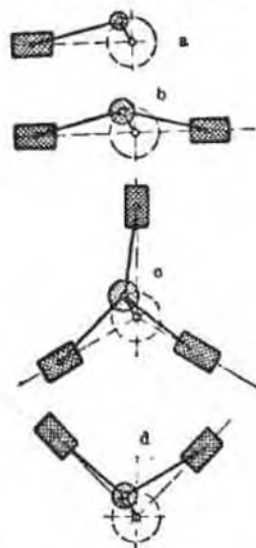
Пример: цилиндрический двигатель с ходом поршня в 300 мм ($r = 0,15$ м); принимаем $G_{mx} = 100 G_k$ и $G_e = 0$, имеем: $\rho_x = \left(\frac{G_k}{G_{mx}}\right) \cdot 0,15 \text{ м} = 1,5 \text{ мм}$, в то время как $\rho_y = 0$.

Регулирование помощью масс. Желательно отношение $\frac{G_m}{G_k}$ иметь возможно большим, чтобы величину ρ_x иметь малой; а потому при больших кривошипных передачах желательно делать рамы воз-

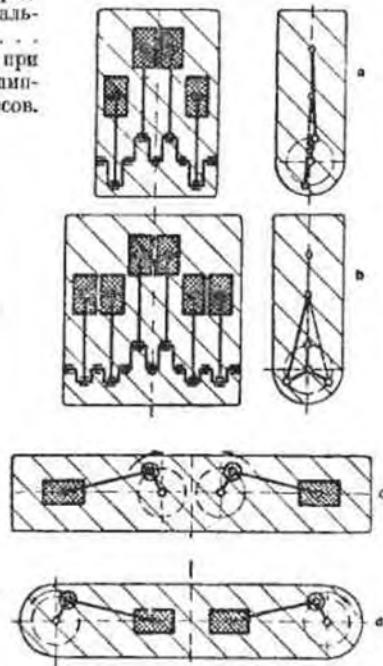
можно более солидными (с заполнением камнем), фундаменты—тяжелыми, особенно у неуравновешенных (одноцилиндровых) машин, G_m по возможности = 100 до 200 G_k и более,—путем хорошей связи с грунтом (заземление).

Регулирование помощью уравновешивания.

1. Общее уравновешивание а) Полное уравновешивание эксцентрически вращающихся масс веса G_e (отнесенных к радиусу кривошипа) возможно: посредством вращающихся на кривошипах, или на двух симметрично расположенных маховиках противовесов, далее в многоцилиндровых двигателях посредством смещения в порядке зеркального отражения 2×2 , 2×3 . . . кривошипов (фиг. 606 а и б), при соответствующей нагрузке подшипников и рамы, но без противовесов.



Фиг. 606 а—д.



Фиг. 606 а—д.

б) Полное уравновешивание колебаний G_k первого порядка возможно: при симметричном расположении 2, 3 и более осей поршней, при чем $G_{kx} = G_{ky} = \Sigma \frac{G_k}{2}$, так как тогда поршни, шатуны и кривошипы могут быть уравновешены вращающимися противовесами ($= \Sigma \frac{G_k}{2} + \Sigma G_e$). Примеры: 2 оси под 90° с 2 цилиндрами

¹⁾ См. также I том, отд. Технич. физика, V.

²⁾ Более точно см. Töller, Regelung der Kraftmaschinen, Berlin 1921, стр. 109 или Lorenz Massenwirkungen, Z. d. V. d. I. 1918, стр. 563.

в „форме V“ (фиг. 605 d) или 4 цилиндра в форме звезды; 3 оси под 60° с 3 цилиндрами в форме W (всереобразная форма) или 6 цилиндров в форме звезды; 3 оси под 120° (фиг. 605 e) или вообще i осей под углом 360°/i в форме звезды при $i > 2$); затем уравновешивание достигается движущимися в противоположном направлении противовесами, например, противоположными поршнями по фиг. 607, или синхронным встречным ходом поршней по фиг. 606 e и d,



Фиг. 607.

(встречное или обратное вращение), далее в рядном соединении цилиндров путем зеркального расположения (симметричного расположения) 2 × 2 (фиг. 606 a), 2 × 3 (фиг. 606 b), ... поршневых осей, при чем выравнивание сил происходит через посредство рамы. При этом три или более кривошипа второй симметричной половины мотора могут быть расположены между кривошипами первой половины.

с) Полное уравновешивание колебаний G_k второго порядка возможно: устройством противоположно направленных шатунов по фиг. 605 b, при чем валики обоих шатунов взаимно поглащаются, что будет также при всех устройствах с повторением такого расположения в форме звезды (4, 6 ... цилиндров) на одном кривошипе; далее, вообще сочетанием 5 или более симметрично расположенных поршневых осей (или звездных моторов) с $i \geq 5$, зеркальным расположением по фиг. 606 e и d, когда поршни и валики синхронно движутся в противоположных направлениях; многоцилиндровых моторах с зеркальным расположением при 2i кривошипах, когда $i \geq 3$ (фиг. 606 b). наконец, противовесами, которые вращаются с двойным числом оборотов.

Таблица 66 дает обзор возможных способов уравновешивания в различных расположениях кривошипных механизмов. Величины, которые могут быть уравновешены, заключены в скобках. Нет никаких простых расположений, при которых возможно полное уравновешивание всех неуравновешиваемых весов. Лишь при применении, по крайней мере, 4 поршней в звездном расположении или 6 поршней в одном ряду, возможно полное уравновешивание, и к тому же при звездном расположении всегда только с противовесами, при расположении же в одном ряду также и без противовесов. В аннотированных моторах встречаются дальнейшие комбинации из указанных в таблице 66, уравновешивание которых можно свести к уравновешиванию по таблице.

2. Особые случаи уравновешивания. а) Простой кривошипный механизм. Если в простом кривошипном механизме G_e не только обращается при помощи противовесов в 0, но становится вездешнее влияния других противовесов даже отрицательным, так что действует обратно G_k , то таким путем G_x может быть уменьшено за счет G_y . Если, например, $G_e = -\frac{G_k}{2}$ (фиг. 608), то $G_x = G_k - G_e = \frac{G_k}{2}$ и $G_y = -\frac{G_k}{2}$, так что $r_x G_{mx} = r \cdot \frac{G_k}{2}$ и также $r_y G_{my} = -r \cdot \frac{G_k}{2}$. Если

$G_{mx} = G_{my}$, то это расположение — уравновешивание вращающихся + половины качающихся весов — дает наименьшую 1) амплитуду a . Если напротив G_{my} значительно больше (или меньше), чем G_{mx} , что обусловлено расположением мотора на фундаменте (когда фундамент имеет вращательные колебания около своего центра тяжести), то уравновешивание качающихся масс поршня противовесом может быть так приспособлено к этому обстоятельству, чтобы получить $r_x = r_y$. Однако, большей частью очень трудно погасить в противовесе больше половины G_k .

Таблица 66. Уравновешивание нормальных кривошипных механизмов.

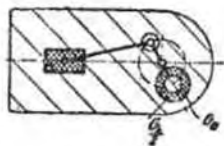
№	Расположение	Фигура	Ось X	Уравновешивание 1-го порядка Неуравновешено:		Уравновешивание 2-го порядка Неуравновешено:			
				$G_x I$	$G_y I$	$G_x II$	$G_y II$		
1 кривошип	1 ось, поршень с одной стороны	605a	Ось поршней	$G_k + (G_e)$	(G_e)	$\frac{\lambda}{4} \cdot G_k$	—		
	2 1 ось, поршни с обеих сторон	605b		—	—	—	—		
	3 2 оси (90°), 2 поршня с одной стороны V	605d	Ось симметрии (всереобразные моторы)	$\left(\frac{G_k}{2} + G_e\right)$	$\left(\frac{G_k}{2} + G_e\right)$	—	$\frac{\lambda}{4} \cdot \frac{G_k}{V^2}$		
	4 3 оси (60°), 3 поршня с одной стороны W	—		—	—	$\frac{\lambda}{4} \cdot \frac{G_k}{2}$	$\frac{\lambda}{4} \cdot \frac{G_k}{2}$		
	5 3 поршня в звезду (120°)	605e	Горизонтальная	$\left(\frac{G_k}{2} + G_e\right)$	$\left(\frac{G_k}{2} + G_e\right)$	$\frac{\lambda}{4} \cdot \frac{G_k}{2}$	$\frac{\lambda}{4} \cdot \frac{G_k}{2}$		
	6 4, 6, 8 поршней в звезду	—	(Звездообразные моторы)			—	—	—	—
	7 5, 7, 9 поршней в звезду	—	—			—	—	—	—
Несколько кривошипов	8 2 × 2 оси в ряд	606a	Ось поршней (многоцилиндровые двигатели)	Уравновешивается через посредство рамы при полной симметрии	—	$\frac{\lambda}{4} \cdot G_k$	—		
	9 2 × 3 оси в ряд	606b				—	—		
	10 2 × 4 оси в ряд	—	—			—	—		
	11 1 ось, противоположный поршень с одной стороны	607	Ось поршней (моторы с противоположными поршнями)			—	—	$\frac{\lambda}{4} \cdot G_k$	—

Под G_k надо понимать общий вес поступательно движущихся частей. Все значения G_e , заключенные в скобки, должны быть уравновешены вращающимися на кривошипах противовесами, так как они равны в параллельности x и y . Не заключенные в скобки значения не могут быть уравновешены противовесами на колончатом валу.

1) Ср. S c h r ö b n, Massenausgleich von Mehrzylindermotoren, Motorwagen. 1925 г.

1) (или наибольшую).

б) Несимметричный механизм с многими кривошипами. К уравновешиванию можно прибавиться по расчету или графически по принципу динамического уравновешивания (стр. 326), но лишь редко удастся добиться полного уравновешивания. Пусть на валу (фиг. 609) $a, b, c, d \dots$ будут центры кривошипов, к которым приложены, как силы, зна-



Фиг. 608

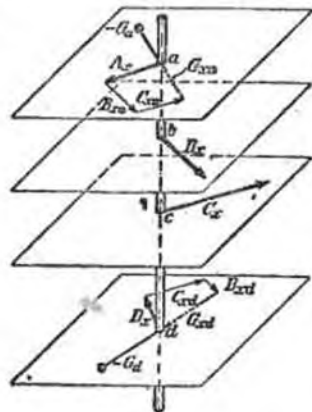
чения G_x отдельных кривошипов:

$$A_x, B_x, C_x \dots$$

и соответствующие значения

$$G_y : A_y, B_y, C_y \dots,$$

независимо от того, составляются ли эти



Фиг. 609.

значения из $G_k + G_e$ или только равны G_e . Если нанести значения G_x по направлениям их кривошипов, как силы $A_x, B_x, C_x \dots$, то равновесие должно существовать, закрепим ли мы вал в точке d или в точке a . Если вал закреплен в a , то пробуют уравновесить его в кривошипной плоскости d ; если он будет закреплен в d , то пробуют уравновесить его в a — плоскости. Силы C_x и B_x , приведенные к $C_{xd} =$

$C_x \cdot \frac{ac}{ad}$ и $B_{xd} = B_x \cdot \frac{ab}{ad}$, переносятся на плоскость d , складываются с D_x и дают результирующую G_{xd} . Она может быть погашена по величине и направлению противовесом — G_d . Точно также получается в плоскости a сложением A_{xa}, B_{xa} и C_{xa} результирующая G_{xa} , которая может быть погашена противовесом — G_a . Но с приближением противовеса появляется одновременно столь же большая сила G_{ya} соответственно G_{yd} , которая должна быть соединена с остальными величинами $A_y, B_y \dots$ на втором силовом многоугольнике. При этом большей частью обнаруживается невозможность уравновешивания полностью противовесами G_a и G_d . Полное уравновешивание первого порядка возможно лишь, если уравновешивание G_x достигается без противовесов, т.е. только одним изменением углов кривошипов, весов поршей и расстояний между

кривошипами. Если при этом $\frac{A_x}{A_y} = \frac{B_x}{B_y} = \frac{C_x}{C_y} \dots$, то тем самым

и достигается полное уравновешивание (ср. гл. IV, отдел: Судостроение, Уравновешивание масс по системе Шпанка).

Уравновешивание второго порядка может быть исследовано подобным же образом, только все углы кривошипов (относительно кривошипа a) должны быть при этом удвоены.

3. Регулирование при помощи изолирования и заглушения. Недостаточное уравновешивание машин в особенности тогда вредно, когда рама и фундамент связаны непосредственно с большими телами, способными колебаться, например, с плавучим или содержащим грунтовую воду грунтом, с большим зданием, с кораблем или другим каким-либо механизмом передвижения, потому что тогда в этих способных колебаться телах тем легче получается резонанс, чем выше число колебаний машин. При недостаточном заглушении эти колебания могут быть очень неприятными и вредными и распространяться далеко.

В данном случае осуществимо лишь изолирование от внешней среды, при чем изолирование от больших масс или твердой земли можно осуществить с помощью пружин, резины или воздушных подушек, как при чистом вращении (стр. 327), в том случае, если число собственных колебаний образующейся при этом колебательной системы много ниже рабочего числа оборотов.

Заглушение также подобно заглушению при чистом вращении.

б) Вращательные колебания.

Меняющийся вращающий момент (или момент сопротивления) двигателя действует, как периодический движущий импульс, как на раму двигателя с (полярный) моментом инерции I_1 , так и на вал с моментом инерции I_2 , при чем $I_1 \varphi_1 = I_2 \varphi_2$ или $[GD^2]_1 \varphi_1 = [GD^2]_2 \varphi_2$ для $G_{r1} a_1 = G_{r2} a_2$. Если машинная рама имеет, благодаря жесткой связи с неподвижными массами, в особенности через „заземление“, значительно больший момент инерции чем вал, то приходится считаться только с вращательными колебаниями вала. В дальнейшем принята масса рамы = ∞ .

Первое средство регулирования вращательных колебаний состоит в соединении вала с большими массами в форме маховых колес, второе — это уравновешивание различных действующих на вал импульсов; дальнейшими средствами при некоторых обстоятельствах служат изолирование и заглушение.

1. Маховые колеса, как массовые аккумуляторы энергии. Определенные массы. Если \mathcal{U}_v обозначает аккумулируемую работу, т.е. избыток или недостаток работы, которая обуславливает ускорение или замедление вращающихся масс, $v \pm \Delta v$ — окружную скорость весов G (kg) или масс M , отнесенных к определенному диаметру D (D большей частью = среднему диаметру обода маховика), $M \frac{v^2}{2}$ — накопленную энергию масс маховика, GD^2 — вращающий момент в kg/m^2 вращающихся масс, то вообще имеем

$$\mathcal{U}_v = (v_1^2 - v_2^2) \cdot \frac{M}{2} = (n_1^2 - n_2^2) \cdot \frac{GD^2}{7160} \dots \dots (1)$$

Это уравнение дает также основание для подсчета более продолжительных, не периодических накоплений работы, например, в прокатных станах, транспортирующих машинах и транспортных дорогах и т. д.

Для подсчета периодических колебаний в течение одного оборота целесообразны некоторые изменения. Если \bar{M}_n обозначает среднюю работу в течение одного оборота, так что $\psi = \frac{M_n}{\bar{M}_n}$ дает коэффициент избытка работы и $\delta = (v_1 - v_2) v_m = 2 \cdot \frac{\Delta v}{v}$ — степень неравномерности вращения, то имеем для обычного случая незначительной неравномерности ¹⁾ во время движения (не при пуске в ход)

$$\bar{M}_s = \psi \bar{M}_n = \delta M v^2,$$

$$GD^2 = \frac{16 \psi N_e}{\delta \left(\frac{n}{100}\right)^3} = \frac{c N_e}{\delta \left(\frac{n}{100}\right)^3}, \text{ где } c = 16 \psi \dots \dots (2)$$

$$G = \frac{45\,000 \psi N_e}{\delta n v^2} = \frac{c N_e}{\delta n v^2}, \text{ где } c = 45\,000 \psi \dots \dots (3)$$

Для двигателей внутреннего сгорания с удобством можно обозначить через $(G)_0 = \frac{G}{V_h}$ вес маховика, отнесенный к объему, приходящему на единицу хода поршня ($V_h = F[\text{dm}^2] s[\text{dm}]$), и через $\frac{n_s}{n}$ — отношение чисел рабочих оборотов ко всему числу оборотов (= 1/2 для четырехтактных, = 1 для двухтактных).

Тогда имеем

$$(G)_0 = \frac{n_s}{n} \cdot \frac{\psi p_{me}}{45 \delta v^2} = \frac{k p_{me}}{\delta v^2} \dots \dots (4)$$

Таблица 67. Допускаемые значения степени неравномерности δ .

Насосы в разные установки для расплавления	$\delta = 1$: 20 до 1:30
П гедаточные механизмы мастурских	$\delta = 1$: 35 " 1:40
Тяговые станины и бумагоделательные машины	$\delta = 1$: 40
Мельницы	$\delta = 1$: 50
Продольные станины для низких номеров пряди	$\delta = 1$: 60
Та же для высоких номеров пряди	$\delta = 1$: 100
Динамомашинны для осветительной установки (без аккумуляторов)	$\delta = 1$: 150
Машины трехфазного тока	$\delta = 1$: 300

Конструкции маховиков по найденным значениям G , см. стр. 177. Вследствие влияния сил берут по большей части только 0,95 расчетного веса маховика, при весьма компактных маховиках до 0,90.

При определении размеров маховика приходится также считать: 1) с чувствительностью регуляровки скоростными регуляторами, которая облегчается с увеличением аккумулирующей массы (см. также стр. 353).

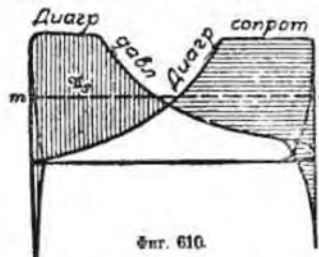
2) Влиянием сети трехфазного тока при параллельной работе машин, так как маховики при этом электро-магнитно связаны между собой дей-

¹⁾ Точные изменения движения, в особенности при большой неравномерности и в начале и конце хода машины можно получить по методу Wittenbauer'a Z. d. V. d. I. 1905, стр. 471. Die graphische Ermittlung des Schwungrades und ihre, Graphische Dynamik 1923. Jul. Springer, Berlin. Также Tolle, Regelung der Kraftmaschinen, 3 изд., стр. 97 и сл.

ствием локрной обмотки и имеют собственные колебания, которые не должны резонировать с числами импульсов переменных вращающихся сил ($n, 2n, 3n, \dots$) (5 разд., Электротехника).

Графическое определение \bar{M}_s и ψ . Избыток работы может быть определен как из индикаторной диаграммы (P -диаграммы), так и из диаграммы касательных усилий (T -диаграммы), нанося на них все усилия и сопротивления в зависимости от пути.

Однако, P -диаграмма удобна только тогда, когда все усилия в сопротивлении выравниваются до передачи на кривошипный механизм, как, например, для двухдействующей воздухоудки фиг. 610. При этом целесообразно назначать масштаб P в килограммах, масштаб хода в метрах, и подсчет площади \bar{M}_s непосредственно определить работу маховика в kgm , кроме того при этом диаграммы сопротивлений, прибавлением работы трения (или увеличением усилий в отношении $\frac{N_f}{N_e}$),



Фиг. 610.

должны быть приведены к площади, равновеликой площади рабочей диаграммы. Для парового насоса при этом получилась бы линия, показанная пунктиром. (Давления масс могут быть опущены, если неравномерность определяется при небольшом числе оборотов).

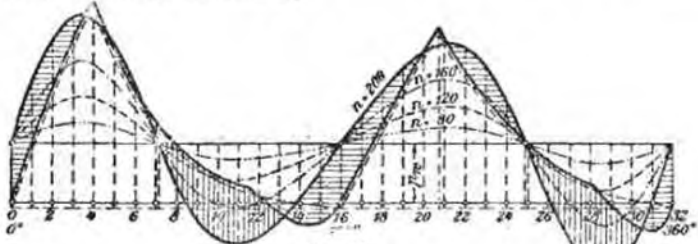
Диаграмма касательных усилий (T -диаграмма). Диаграмма строится согласно фиг. 268 и 269 и способом, указанного на стр. 120, по P -диаграмме. При этом необходимо сначала вычислить все усилия на поршень в kg и при двухдействующих или нескольких цилиндрах разного диаметра сложить их действо алгебраически.

Значения \bar{M}_s и ψ получают простейшим путем из избыточных или недостаточных площадей, расположенных вне кривой сопротивления и давления масс, указав на диаграмме масштаб усилий (1 мм = $x \text{ kg}$) и путей (1 мм = $y \text{ m}$). Из различных площадей \bar{M}_s для определения δ берет наибольшая; если же на один оборот приходится более 4-х \bar{M}_s площадей, то берет алгебраическая сумма следующих одна за другой избыточных и недостаточных площадей.

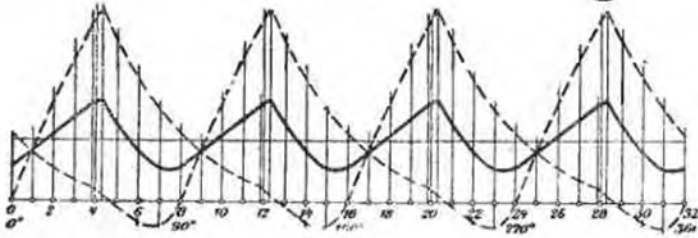
Влияние давления масс на T -диаграмму. Так как с увеличением числа оборотов давления масс растут, то вместе с тем изменяется и площадь \bar{M}_s . Если кривая давления масс вычерчена для числа оборотов n_1 (см. стр. 121), то для числа оборотов n_2 значения должны быть увеличены в отношении $\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2$. На фиг. 611 нанесены по Толле ¹⁾ над прямой сопротивления кривые давления масс для паровой машины для $n = 80, 120, 160$ и 200, при чем величины и формы площадей \bar{M}_s значительно меняются. Таблица 68 показывает влияние давления масс в паровой машине.

¹⁾ Regelung der Kraftmaschinen, 3 изд., стр. 63 и сл. На фиг., чтобы показать влияние компрессии, приведены два различных случая: жирные линии относятся к диаграмме машины с компрессией, пунктирные — без компрессии. Разница в мощности двояки разными основными линиями

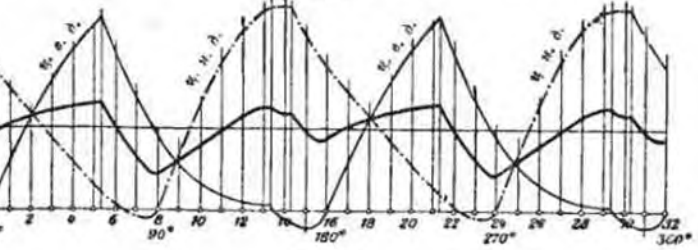
2. Уравнозешивание смещением кривошипов. Графический способ. При наличии нескольких кривошипов значения \mathcal{M}_ω и ψ могут быть значительно уменьшены смещением кривошипов. Сложение кривых касательных углов возможно, когда они отнесены к одинаковым радиусам r и положениям кривошипов (а также возможно сложение вращающих моментов вместо величин T).



Фиг. 611.



Фиг. 612.



Фиг. 613.

Фиг. 612 представляет T -диаграмму двойной паровой машины со смещением под углом 90° кривошипами (принято $\lambda = 0$), пунктирные кривые относятся к отдельным цилиндрам, сплошная — к суммарному вращающему моменту (для сохранения общей в обоих случаях оси W при сложении выбран половинный масштаб). Фиг. 613 относится к компаунд-машине с кривошипами, смещенными под углом в 90° (здесь также суммарная кривая вращающих моментов нанесена в половинном масштабе).

Таблица 68. Величины значений ψ для паровых машин.

1) Одноцилиндровая паровая машина без холодильника: $r_B =$ наибольшему давлению масс (при $\lambda = 0$); $r_A =$ начальному давлению.

Сжатие до $0,7 r_A$.

Наполнение	$\frac{r_B}{r_A} = 0,05$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6
1:6	0,214	0,193	0,16	0,135	0,122	0,117	—
1:4	0,2	0,185	0,16	0,14	0,133	0,133	0,157
1:3	0,19	0,18	0,158	0,144	0,14	0,14	—
1:2	0,17	0,166	0,155	0,153	—	—	—

2) Одноцилиндровая паровая машина с холодильником.

1:10	0,22	0,202	0,166	0,142	0,126	0,118	0,115
1:8	0,215	0,195	0,164	0,142	0,133	0,126	0,106
1:6	0,198	0,184	0,157	0,142	0,135	—	—
1:5	0,188	0,18	0,16	0,142	0,135	—	—
1:4	0,177	0,173	0,164	0,154	0,146	0,137	—
1:3	0,166	0,164	0,155	0,154	0,153	0,15	0,15
1:2	—	—	0,15	—	—	—	—

3) Двойная машина: наполнение 1:6, 1:4, 1:3, 1:2

4) Трехцилиндровая машина: $\psi \dots 0,06, 0,05, 0,04, 0,03$

Гармонический анализ. Всестороннее исследование влияния смещения кривошипов значительно облегчается, раскладывая T -диаграмму на синусоидальные колебания (гармонический анализ 1 т., отд. Математика VIII) с числом колебаний $n_a, 2n_a, 3n_a$ и т. д., где n_a есть число рабочих тактов в минуту. n_a только в четырехтактных моторах равно $\frac{n}{2}$, вообще же n_a равно n . При равномерном смещении относительно друг друга нескольких одинаковых рабочих циклов, например, в многоцилиндровом двигателе внутреннего сгорания (табл. 69) синусоидальные колебания взаимно почти уничтожаются. В 3-цилиндровом моторе, например, все колебания снижаются до порядка колебаний $3in_a$, где $i = 1, 2, 3, \dots$ и $3i$ порядковый номер остающихся импульсов, в двухдействующем tandem-четырёхтактном моторе или однодействующем четырёхцилиндровом четырёхтактном до $4in_a$. Вследствие этого получается особо хорошее уравновешивание.

В равной степени могут уравновеситься представленные на фиг. 611 и 268 T -усилия колеблющихся масс, синусоидальные колебания которых (см. также стр. 121) определяются по уравнению:

$$P_{BT} = (G_k)_0 \cdot \left(\frac{v}{10}\right)^2 \cdot \left[\sin 2\alpha - \left(\frac{\lambda}{2}\right) \sin \alpha + 3 \cdot \left(\frac{\lambda}{2}\right) \cdot \sin 3\alpha \right].$$

Основное воздействие усилий прекращается при смещении на 90° ($2\alpha = 180^\circ$), так что при смещении двух кривошипов или двух осей вращающей на одном кривошипе на 90° остается воздействие только второго и третьего членов скобки, при смещении на 180° только первого,

при смещении на 120° или 240° только третьего и при четырех или более равномерно смещенных кривошипах или осей поршней вообще прекращается воздействие масс на Ω_r .

Пример. В 4-цилиндровом—4-тактном моторе или двудействующем тандем—4-тактном моторе при холостом ходу вследствие наличия исключительно малой степени неравномерности δ получается весьма значительно хуже, чем при работе под нагрузкой. В 6-цилиндровом 4-тактном моторе (при 2×3 кривошипах под углом 120°) воздействие масс составляет только $\frac{1}{10}$ часть, так как при этом остается только один, содержащий $\frac{1}{10}$ часть.

Таблица 60. Значения ψ для двигателей внутреннего сгорания (при полной нагрузке).

Число рабочих оборотов n	Смещение объемов во времени		Число неуравновешенных колебаний	ψ для двигателей с зажиганием	
	4-тактн.	2-тактн.		Для 4-тактн.	Для 2-тактн.
1	720°	360	n_a	1,1	0,9
2	360°	180°	$2 n_a$	0,45	0,13—0,25
(2)	(540 или 180°)	—	(1, 3, 5, 7, ...) n_a	(0,65)	—
3	240°	120°	$3 n_a$	0,22—0,28	0,09
4	180°	90°	$4 n_a$	0,07—0,11	0,045
6	120°	—	$6 n_a$	0,035	—
8	90°	—	$8 n_a$	0,022	—

n_a = число рабочих оборотов/мин., $f = 1, 2, 3 \dots$

Для хода двигателей с клапанной головкой значение ψ в зависимости от сгорания больше на 10% до 30% .

3. Изолирование. Изолирование колебаний вращения и вызываемое им дальнейшее уменьшение значений δ может быть достигнуто упругим соединением мотора с рабочей машиной. С наибольшим успехом может быть использована для этого ременная передача с данным упругим (кожаным) ремнем, а также непосредственное соединение упругой муфтой с ограниченным относительным перемещением. В поршневых двигателях необходимо, чтобы в этом случае число собственных колебаний, соединенных упругой муфтой масс лежало бы много ниже числа оборотов двигателя¹⁾, так как иначе приход может быть нарушен, вследствие близости области резонанса, и кроме того при этом не достигается уменьшение амплитуд.

4. Заглушение. Амплитуды колебания вала могут быть уменьшены особыми способами заглушения, например, трением насухо или гидравлическим сопротивлением, а также способом электрического заглушения (в машинах переменного тока). Это уменьшение амплитуд особенно необходимо и возможно, когда наступает собственное колебание вала (колебания скручивания вследствие упругого соединения валом нескольких масс) и когда становится неизбежным временное попадание вала в область резонанса.

¹⁾ Подробнее см.: Neuman, Der Nutzen elastischer Kupplung von Kraft- und Arbeitsmaschinen. Z. d. V. d. I. 1917, стр. 390.

Этот способ применяется в быстроходных двигателях внутреннего сгорания для судов и автомобилей¹⁾. Гюмбель рекомендует для заглушения упругие пластинчатые муфты большой массы, работающие в масле, во избежание быстрого износа трущихся поверхностей. Тормозное кольцо для шестцилиндрового автомобильного двигателя конструкции австрийского завода Даймлера приведено на фиг. 614²⁾. Наступающее при колебаниях, вследствие резонанса, относительно смещение тяжелого кольца А вызывает трение насухо и ограничивает энергию колебания, в то время, как вне области резонанса оно работает, как маятник.

с) Продольные колебания.

Степень неравномерности движимых или текущих масс, $\delta = 2\lambda v : v$, главным образом происходит вследствие периодических импульсов, как, например, у поршневых насосов вследствие неравномерного засасывания или выталкивания подаваемого материала (жидкостей, газов, воздуха).

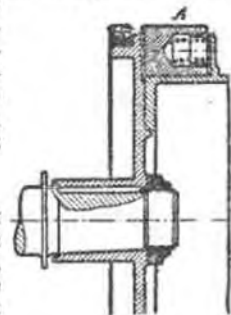
Уменьшение δ происходит путем выравнивания при помощи сдвига импульсов, путем включения упругих аккумуляторов с целью изолирования колебаний и путем заглушения.

1. Выравнивание подачи жидкости или газа в насосах. Если V_m представляет среднюю подачу на один оборот и ψV_m избыток (или недостаток) объема вследствие неравномерности подачи, то при двухтактной подаче поршня (подача за один оборот = 2 тактам) коэффициент избытка ψ значительно благоприятнее, чем при четырехтактной подаче (при четырехтактных двигателях внутреннего сгорания), где подача за 2 оборота = 4 тактам.

2. Включение упругих аккумуляторов с целью изоляции колебаний.

Если между неравномерно подаваемой массой жидкости из насоса и поступающей из провода, например, водохранилища или водопровода, представляющих жесткую систему, будет включен буферный воздушный колпак (или поршневой уравниватель), то амплитуда колебаний a водяного столба относительно амплитуд a_0 движений поршня будет значительно меньше, согласно уравнения 4 и фиг. 601, если число собственных колебаний n_0 всей системы будет значительно меньше числа ходов насоса n . Если насос работает в такт с собственным колебанием всей буферной системы, то колебания будут до тех пор усиливаться, пока собственное торможение жидкости не положит этому предел.

Число собственных колебаний получается из уравн. 3, стр. 322. Их точное определение трудно, потому что все воды производят колебания относительно горизонтальной плоскости, который со своей стороны принудительно получает движение через прилипание от вращающихся масс. Обычно достаточно, если поршень прилипает неподвижно (так что он образует узловую точку системы, остающуюся неподвижной во все время коле-



Фиг. 614.

¹⁾ Подробнее Gumbel, Verdrehungsschwingungen und ihre Dämpfung. Z. d. V. d. I. 1922 г., стр. 252 и 281 с большим количеством примеров для моторов подводных лодок. Далее, Z. d. V. d. I. 1916, стр. 703. Ztschrift Kutzbach.

²⁾ Z. d. V. d. I. 1925, стр. 401—402.

башня) и за f_1 принимают передвижение верхнего слоя жидкости в воздушном колпаке (или пружином буфере), вызываемое общим весом подлежащего ускорению столба жидкости.

Если известны давление и объем воздуха воздушного колпака (в его крайних положениях), то тем самым определяется f_1 (для обеих крайних положений), откуда находится опасная область (область резонансов) числа оборотов насоса. Чем больше объем воздушного колпака и все жидкости в колпаке, тем шире и f_1 и тем легче значительно превысить область резонансов и тем самым сделать успокоение более действительным. Поэтому резонансом нужно в общем бояться только в насосах с коротким вертикальным трубопроводом, так например, для питания котлов или в гидравлических установках, где поэтому чаще всего применяются тройные насосы без воздушного колпака.

3. Заглушение. У газов, при которых не имеется жестких масс за воздушным колпаком, необходимо неминуемо массы изменить торможением или заглушением (за счет энергии). Воздушный колпак при неравномерной подаче газа имеет смысл только при одновременном сильном торможении и, наоборот, перед воздушным колпаком при засасывании, и за воздушным колпаком при нагнетании. Преимущество имеет установка нескольких воздушных колпаков друг за другом с соответствующим промежуточным торможением, так как при этом общий объем воздушных колпаков может быть меньше. Применяется одновременно и для смягчения всасывающего и выхлопного шума у воздушных насосов всех типов и двигателей внутреннего сгорания. (В тех случаях, где заглушение вследствие потерь допустимо в небольших только пределах, предпочитают выравнивание путем смещения).

При подаче газа воздушному колпаку дают объем от 10 до 20-кратного избыточного объема за один период, который определяется из таблицы 70.

Таблица 70. Выравнивание подачи жидкости или газа.

Год насоса	Объемы насосов	ϕ	Улучшение благодаря выравниванию
Двухтактная подача.			
Однодействующий насос	1	0,55	1
Сдвоенный насос двойного действия	2	0,21	2,6
Трехцилиндровый насос	3	0,099	60
Четырехцилиндровый для двойного действия, со смещением на 90°	4	0,042	13
Четырехтактная подача.			
Одноцилиндровый, простого действия	1	0,77	1
Двухцилиндровый, простого действия, со смещением на 300°	2	0,55	1,4
Трехцилиндровый простого действия, со смещением на 240°	3	0,37	2,1
Четырехцилиндровый простого действия } тандем со смещением на 300°	4	0,21	3,6
Четырехцилиндровый двойного действия }	4	0,21	3,6
Шестнадцатицилиндровый, со смещением на 120°	6	0,069	86
Восемнадцатилитровый, со смещением на 90°	8	0,042	18

Таблица значений ϕ , в предположении полного заполнения и бесконечной длины шатунов, показывает, что ϕ получает наименьшее значение при трехцилиндровой двухтактной подаче или шестнадцатицилиндровой четырехтактной.

Колебания с нагнетательной стороны поршневых воздухоподатчиков или компрессоров, у которых подача происходит только за часть хода, будут еще значительнее, чем при полном нагнетании.

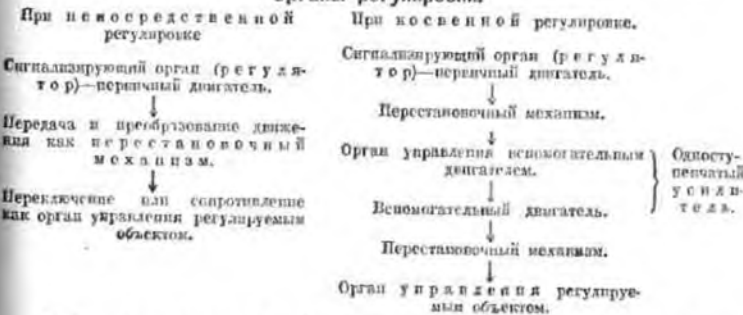
Е. Детали машины для регулирования ¹⁾.

Непериодические или бессистемные колебания в работе или состоянии машины, или установки не могут быть устранены при помощи указанных в главе D усмиряющих средств, а только путем обслуживания или при помощи автоматических регуляторов при проявлении изменений состояния.

Автоматическая регулировка требует сигнализирующего органа, имеющего по большей части регулятором, который не только извещает об изменениях состояния или о его последствиях, например, об изменении числа оборотов, скорости, давления, удельного веса, температуры, влажности, размеров, положения и т. д., но также воздействует орган управления, противодействующий изменению состояния. Сигнализирующий орган должен, следовательно, за счет своей энергии проявить регулирующее действие, которое затем непосредственно или при помощи усилителя прилагается к управлению.

Примеры автоматической регулировки: сохранение постоянного числа оборотов мотора (при изменении расхода энергии или изменении подачи энергии) путем влияния на подачу энергии; сохранение постоянного давления в насосной установке для воды, воздуха, газа и т. д. (при мешающей подаче), путем изменения числа оборотов агрегата или изменения сопротивления в трубопроводе перед или за насосом; сохранение постоянной скорости в трубопроводе на принятие падения давления между двумя определенными пунктами путем воздействия на дроссельный орган; сохранение постоянной температуры (например, при выделении тепла), нефтяных и газовых топках) путем воздействия на подачу горючего, регулировка уровня воды в открытых сосудах или парных котлах путем воздействия на питающие насосы; регулировка тяги в топках путем переключения задвижек в борове, регулировка влажности в заводских помещениях путем изменения подачи свежего воздуха или пара; регулировка хода кораблей от колеса на руль; регулировка напряжений электрических установок и т. д.

Органы регулирования.

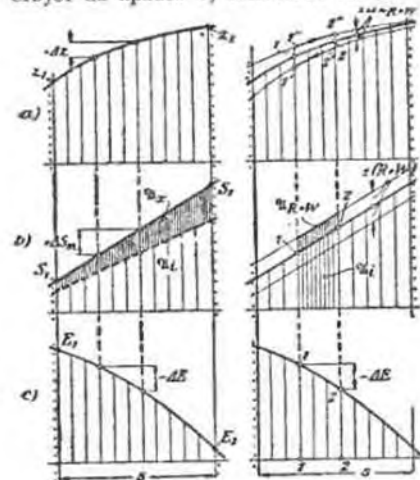


Действие регулятора изображено на фиг. 615а в виде кривой *a*) состояния самой машины или установки, кривой *b*) давления регулятора, при чем это давление регулятора есть давление, передаваемое через переставочный механизм, а не есть следствие изменения состояния (т.-е. при тахометре давление муфты при неподвижном вале, при маяметре давление пружины при открытом манометре; и кривой

¹⁾ Cp. Tolle, Regelung der Kraftmaschinen, 3. Aufl. Berlin 1921, J. Springer.

ной управления ϵ , которая указывает для каждого положения хода регулятора x соответствующее количество проходящей энергии E , сопротивление, прохождение вещества или тока. Все три кривые отнесены к одному и тому же ходу, например, ходу регулятора x , хотя ход управления вследствие преобразования движения в перестановочном механизме отличается от хода регулятора.

Определенному изменению состояния машины Δz в кривой a) соответствует на кривой b) изменение ΔS давления S в регуляторе. Изменение ΔE в кривой управления



Фиг. 615 а и б.

этому надо сначала определить все три кривые и убедиться в их правильности.

Теоретическая степень неравномерности регулятора δ_i получается по кривой a) между крайними точками хода за период, и равна $\delta_i = \frac{(z_2 - z_1)}{z_m}$, где z_m является средним значением состояния и может быть уменьшено путем уменьшения потребного для регуляции хода s . При астатической кривой или при $s \approx 0$ получается $\delta_i \approx 0$.

Общая затрата работы регулятора (кривая b) выражается через $\mathcal{W}_i = \int S \cdot ds = S_m s$, где S_m является средним давлением в регуляторе.

Сила ΔS , потребная для перестановки регулятора, обычно относится к предварительно принимаемому изменению состояния $\frac{\Delta z}{z} = \alpha \%$, и вполне целесообразно ее относить на 1% изменения состояния (равно часто на 2% или на $\pm 2\% = 4\%$). По так как $\Delta S : \Delta z$ не везде равно, то можно задаться средней силой, потребной для перестановки, ΔS_m ,

Затрата работы на $\alpha \%$ изменения состояния равна тогда $\mathcal{W}_\alpha = \Delta S_m s$ и является только частью общей затраты работы \mathcal{W}_i (фиг. 615а).

Служащие в качестве регуляторов сигнализирующие органы отличаются от контрольных органов, предназначенных только для указания состояния (как, например, термометры, манометры, тахометры и т. п.), по большей части только значительно большей затратой работы и меньшей областью охватываемых колебаний состояния.

Влияние трения. При работе регулятора он должен преодолеть собственное трение R , трение W перестановочного механизма и органа управления, силы инерции P_b всех движущихся частей регулятора и управления, возрастающие при ускорении регулятора, и часто искусственное, возрастающее со скоростью, тормозящее сопротивление D , так что $\Delta S = (R + W) + (P_b + D)$. Если на фиг. 615б отнестись к ходу регулятора сопротивлению $(R + W)$, то получится на кривой состояния a) величина изменения состояния $\pm \Delta z_{R+W}$ в пределах коей регулятор не чувствителен. При разгрузке от точки 1 к точке 2 на $-\Delta E$ (кривая c) получается, если $(P_b + D) \approx 0$, изменение состояния (кривая a) по кривой 1, 1'', 2'', причем работа трения $\mathcal{W}_R + \mathcal{W}_W$ определяется по кривой давления регулятора (кривая b). При нагрузке с 2 до 1 происходит изменение состояния по кривой 2, 2', 1'.

Степень нечувствительности ϵ каждого регулятора может быть отнесена к собственному трению R , к трению перестановочного механизма W , или же к $R + W$. Таким образом

$$\epsilon_R = \frac{R}{S} = \frac{\mathcal{W}_R}{\mathcal{W}_i}; \quad \epsilon_w = \frac{W}{S} = \frac{\mathcal{W}_W}{\mathcal{W}_i} \quad \text{и} \quad \epsilon = \epsilon_R + \epsilon_w$$

Степень нечувствительности ϵ_R регулятора может быть измерена и гарантирована поставщиком, в то время как ϵ_w существенно зависит от конструкции перестановочного механизма и работы управляющего органа. Только после того, как будет перейдена область нечувствительности для $(R + W)$, остается для $(P_b + D)$ достаточно силы, чтобы сделать возможной регуляцию. Благодаря трению действительная степень неравномерности δ_e регуляции является часто значительно менее благоприятной:

$$\delta_e = \frac{(z_2'' - z_1')}{z_m} \approx \delta_i + \epsilon.$$

Величина степени неравномерности δ_e обуславливается:

1. Величиной δ_i и ϵ . Если кривая состояния в пределах регулятора приближается к горизонтали или располагается астатически и $\epsilon \approx 0$, то при этом $\delta_e = \delta_i + \epsilon \approx 0$, т. е. малейшее изменение x повлечет регуляцию. Чем меньше ϵ , благодаря включению соответствующего усилителя (стр. 347), тем ближе регуляция подходит к астатической, что достигается изменением кривой состояния и уменьшением хода регулятора.

С другой стороны, наименьшее значение ϵ в свою очередь обуславливается а) возможными периодическими колебаниями состояния как, например, колебанием числа оборотов, колебанием давления за время одного оборота или периода перед регулятором. Если сте-

пень нечувствительности ε должна быть сохранена меньше чем степень неравномерности δ_n за время периода, то это возможно только тогда, когда регулятор предохраняется от периодических импульсов путем пружины или заглушения. При регуляторах числа оборотов это может производиться при помощи упругих муфт, при регуляторах давления — при помощи воздушных колонок. Там, где это нежелательно, надо сохранять $\varepsilon > \delta_n$, в случае необходимости включая масляный тормоз, чтобы регулятор не начинал «танцовать» в такт периода и постепенно раскисляться (в) благодаря некоторым периодическим обратным толчкам $\pm P_r$, со стороны управления. Но величине возникающих обратных толчков, возможно подсчитать отклонение $\pm a_0 = \pm CP_r$ в состоянии покоя регулятора или определить путем опытов, при чем C есть путь в см для $P_r = 1 \text{ kg}$. В работе отклонения a будут другими, так как регулятор имеет свое число собственных колебаний n_0 , а периоды обратных толчков происходят с числом гармонических колебаний n . Тогда согласно стр. 324 $\frac{a}{a_0} = \frac{1}{1 - \left(\frac{n}{n_0}\right)^2}$.

Отклонения a будут больше чем a_0 , если $n < n_0$, и наоборот — тем меньше, чем больше $\frac{n}{n_0}$. Трение в шарнирах и масляных тормозах (глушителях) действует тормозяще, так что меньшее значение ε часто будет целесообразным.

2. Массой регулятора и перестановочного механизма и давлением их масс P_0 , которое опять-таки зависит от скорости изменения состояния. Как следствие незатухающего движения масс регулятора может случиться нежелательная перерегулировка или колебание регулятора относительно данного режима работы, так как при внезапных изменениях равновесия, находящиеся в движении массы регулятора могут быть успокоены только путем торможения (путем R, W и сопротивлением трения D специального тормозящего механизма).

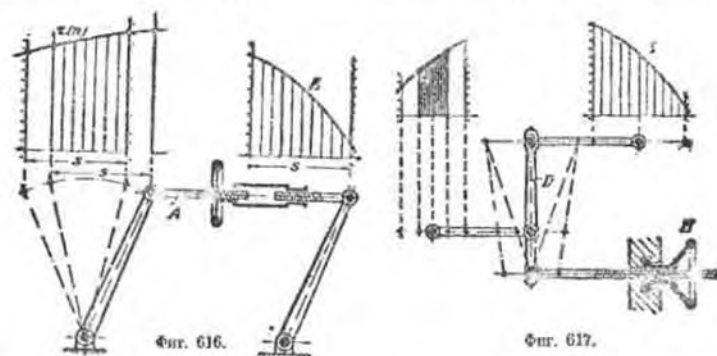
Средства против перерегулировки и колебания следующие: большие движущиеся массы регулятора и перестановочного механизма (при косвенном регулировании надо также принять в расчет массы упорителя и второго перестановочного механизма), большие аккумуляторы у регулируемых деталей, чтобы не слишком резко само по себе происходило изменение состояния (например маховики, или массовые аккумуляторы), переставное торможение регулятора (путем масляных тормозов) и достаточно большая степень неравномерности. Смотря по соотношению инерции регулятора к инерции всей установки — устанавливается наиболее благоприятная степень неравномерности δ_p , при которой происходит регулировка без колебаний. При новых регуляторах целесообразно всегда снабжать регулятор приспособлением для перестановки δ , чтобы можно было δ_p определять на опыте. О наиболее благоприятных значениях δ_p при регуляторах числа оборотов см. стр. 353.

¹⁾ О динамике заглушаемых и незаглушаемых колебаний регулятора см. Т. 11 (2) (далее).

Перестановочный механизм и управляющий орган. Регулятор соединен с управляющим органом при помощи перестановочного механизма, так что благодаря этому область регулировки и управления и соответственно кривая состояния и кривая управления принудительно связаны между собой.

Наиболее простой пример соединения сигнального и управляющего органов представляет регулятор давления по фиг. 193 и 194 (см. стр. 87). Нагруженный поршень является сигнальным органом, воздушной винт (фиг. 193) или соответствующий дощечкой винт (фиг. 194) является управляющим органом. Каждому положению поршня соответствует определенное давление P , однако, величина степени неравномерности $\delta = \frac{\Delta P}{P}$ получить как угодно малой, путем уменьшения εR (большой диаметр поршня) и меньшего хода регулятора.

Перемещение области регулирования относительно области распределения возможно путем изменения расстояний в перестановочном механизме (фиг. 616) или путем изменения длины в рычажной передаче D



(фиг. 617). Подобным же образом, благодаря применению рычажных передач, работающих как дифференциал, является возможным заставить работать несколько регуляторов на один распределительный орган.

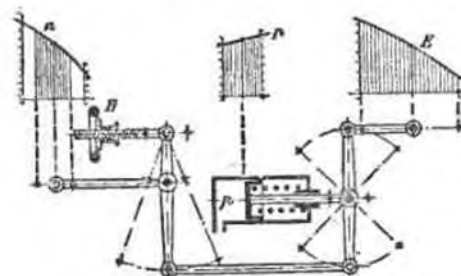
Примеры:

1. Изменение числа оборотов (фиг. 616). Штанга перестановочного механизма A снабжена правой и левой резьбой и соединительной муфтой с маховиком. Управляющий орган имеет упоры, в то время как ход регулятора должен быть ограничен только по концам всего предела перестановки. Кривая управления E , соответствующая каждому положению шланга и кривая состояния ε (соответственно n) приведены к ходу регулятора. Смотря по степени неравномерности кривой состояния в пределах регулировки, число оборотов может быть взято как в весьма узких пределах, например, для параллельного вала машины переменного тока, так и в очень широких пределах — для привода водных насосов, компрессоров, вакуум-насосов, машин для бумажного производства и т. д. Последнего рода чисто статические регуляторы, которые не должны держать числа оборотов на постоянном уровне, а должны регулировать мощность

машины соответственно потребности, называются регуляторами мощности. Если регулировка от электромотора должна происходить с распределительной доски, то предпочтительнее будет применение рычажного устройства по фиг. 617, при чем, однако, вместо маховичка H должно быть поставлено червячное колесо, которое приводится во вращение от малого электромотора. (Фиг. 617 представляет регулировку числа оборотов в широких пределах).

Регулировка числа оборотов может быть использована также для остановки машины, при чем наименьшее количество энергии по кривой управления соответствует наименьшему числу оборотов.

2. Регулировка давления с одновременной регулировкой числа оборотов для насосных установок всякого вида. На

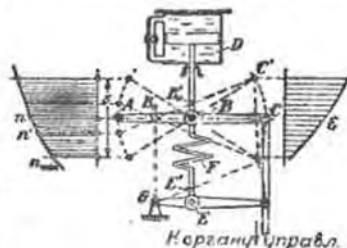


Фиг. 618.

фиг. 618 показан тахометр (с кривой n) и манометр (с кривой p), которые действуют на управляющий орган (с кривой E) при помощи дифференциального перестановочного механизма, который кроме того еще можно регулировать от руки (H). Таким образом можно добиться регулировки давления и числа оборотов, которые сохранятся в определенных пределах хода регулятора, при чем число оборотов соответствует количеству подачи и регулятор числа оборотов служит только в качестве предохранения от чрезмерного расхода машины.

Регуляторы могут также независимо действовать на отдельные управляющие органы, например, регулятор числа оборотов на исполнительную движущую паровую машину, регулятор давления на исполнительную ведомую компрессора, подобным же образом регуляторы могут действовать раздельно на обе части дифференциального выключателя (стр. 89). Примеры одновременной регулировки давления и числа оборотов см. 2 главу: Паровые турбины, турбины с противодавлением.

3. Изостатическая регулировка (изодромная регулировка). Путем перестановки точки вращения B в перестановочном механизме (фиг. 619) в точку B_0 , кривая распределения E может соответствовать другой кривой состояния и тем самым возможно уменьшить степень неравномерности регулировки в значительной степени. Но чтобы иметь возмож-



Фиг. 619.

ность получить для действия регулятора, как мотора, большую силу для перестановки, можно сначала для этого использовать точку вращения B , а затем для твердого установления предела регулировки при длительной работе точку B_0 , но, однако, одну за другой.

Перевод точки вращения из B в точку B_0 может производиться после каждой регулировки вручную, при конструкции же по фиг. 619 он происходит при помощи натягиваемой при перестановке пружины, благодаря которой система тиг перестановочного механизма образовала бы параллелограмм, если бы передвижение точки вращения B удерживаемой масляным буфером D , в B_0 происходило без сопротивления. Благодаря масляному буферу происходит некоторый временный сдвиг этого движения по параллелограмму, и точка вращения рычага ABC переходит под действием пружины на B в B_0 с некоторым (регулируемым) опозданием, при чем точка B_0 лежит точно над точкой G . Так как точка G можно расположить на любом расстоянии под A , то благодаря этому возможна регулировка с $\delta = 0$ (и даже обратное расположение кривой устойчивого состояния и кривой управления), предполагая правильный сдвиг во времени обоих процессов регулировки, т. е. управления и окончательного перемещения передаточного механизма.

Регулировка должна остаться статической только для процесса управления, но не для последующего изменения расположения между кривой состояния и управления¹⁾, которое может быть произведено любым способом.

а) Механические усилители, как вспомогательные двигатели при косвенной регулировке.

В качестве механических усилителей в настоящее время применяются по большей части управляемые сосуды, наполненные каким-либо жидким веществом (реже электрические моторы), при чем их можно включать один за другим, с тем чтобы от слабого регулирующего органа с небольшой силой для перестановки при небольшой нечувствительности можно было получить большие силы для управляющего органа. Эти усилители, которые имеют, как преимущественно, сильно тормозящее движение масс, получают свою энергию или непосредственно от существующего провода (пара, сжатого воздуха, воды), или должны иметь специальные провода, или пользуются самой машиной для получения потребной энергии нужной формы, как например, масла под давлением.

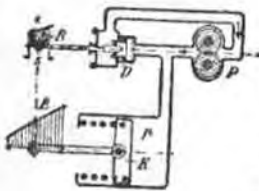
Усилители в настоящее время можно приобрести вместе с регулирующим органом, либо без него, и они делятся на усилители постоянного действия и усилители прерывистого действия.

а) Усилители постоянного действия: работают с большой чувствительностью, но требуют много рабочего вещества — воды, масла, воздуха, пара, которые постоянно проходят через усилители: давление их передается на поршень, который работает как буфер с пружиной или как поршень двойного действия, при чем давление это путем притока или, наоборот, оттока вещества регулируется регулятором.

¹⁾ Подробнее см. Krüger, Über Isodromregler. Z. d. V. d. I. 1920, стр. 629.

Примеры.

1) Регулятор числа оборотов с усилителем (Броун и Бонери) для регулировки числа оборотов паровой турбины. Конструкция в общих чертах изображена на фиг. 620 с подачей масла через дисковый насос P , регуляторки давления происходит дроссельным клапаном D , управление посредством вытесненного пружинной поршни K .



Фиг. 620

Каждому положению регулятора R соответствует определенное давление жидкости p и поэтому определенное положение управления K . Удобное воздействие на управление путем переключения дроссельного клапана (смотри главу о паровых турбинах Броун и Бонери в разделе о паровых турбинах, раздел 2) 1).

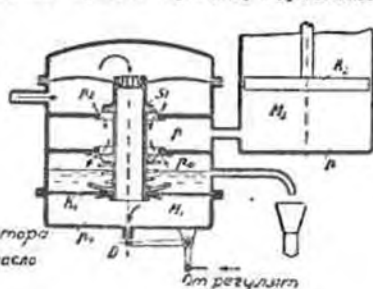
2) Регулятор давления с усилителем. При автоматическом регулировании давления для больших расходов необходим усилитель или управление дроссельными органами; в этих усилителях установка давления поршни в усилителях сосудах происходит от маленького регулятора давления. Смотри фиг. 156, где схематически изображены многочисленные применения регулятора давления пара.

3) Струйчатый усилитель типа „Аскания“, Берлин (фиг. 621). Струи сжатого масла (или воздуха, пара, воды) из легко поворачиваемого сопла E колеблется между двумя отверстиями трубопроводов K и L . Перестановка сопла происходит с чрезвычайно малым собственным трением от сигнального органа посредством M вращает давление пружины P . В зависимости от того, посылает ли струя в K или L , поршень N работающего с большим запасом мощности вспомогательного двигателя передвигается медленно вперед или назад и действует через поворотную скалку на главное перестановочное устройство или на распределительное вспомогательного двигателя, работающего с еще большим усилием.

4) Многосекунный усилитель с вент. „Арка“, Берлин (фиг. 622). Первая струя действует как усилитель постоянного действия, вторая как врываемого. Вода под давлением из водопровода проходит через секку и дроссельное отверстие распределительного водопровода St в рабочем пространстве M_1 , и действует на первый вспомогательный поршень K_1 , который приводит в движение золотник St второго вспомогательного двигателя M_2 с большим объемом цилиндра и, следовательно, большой инерции. Положение K_2 зависит от давления в рабочем пространстве M_2 , которое со своей стороны точно регулируется дроссельным органом D .



Фиг. 621.



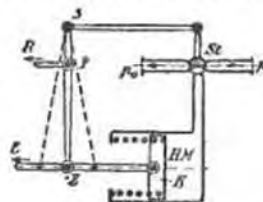
Фиг. 622.

D при малом изменении состояния машины передвигается от регулятора. Вследствие этого меняется давление в M_1 , золотник St отходит от своего нулевого положения, посылает или понижает давление p в M_2 и тем самым дает возможность поршню с большим ходом K_2 двигаться против направленного силы груза или пружины. Возвращение золотника St в нулевое положение происходит, или только регулятор примет неравноличное положение. Усилитель, особенно чувствительный, что степень неравноличности можно принять $\delta p \approx 0$. В нормальных условиях, при регулировке сжатого воздуха, достаточно Δp принять за $0,02 \sigma$, при регулировке сжатого газа $\Delta p = 0,5$ мм водяного столба, при регулировке температуры $0,2^\circ$, чтобы можно было осуществить регулировку.

Усилитель подобной конструкции достигается технической копировкой Dr. Rudolf Fiedler, Dresden.

б) Усилители прерывистого действия (фиг. 623). Ток жидкости применяется только во время регулировки, так что потребление воды, масла, сжатого воздуха, пара или вакуума бывает значительно ниже, чем при усилителях постоянного действия, но при этом регулировка менее чувствительна и проста.

Перестановочное устройство SYZ на фиг. 623 связано при помощи цапфы S с рычагом усилителя, при помощи цапфы Y с регулятором R , при помощи цапфы Z с главным распределительным органом E и усилителем HM , служащим вспомогательным двигателем. В состоянии равновесия точка S должна рассматриваться как неподвижная, при чем взаимное соединение R и E так рассчитано, как если бы не было усилителя.



Фиг. 623.

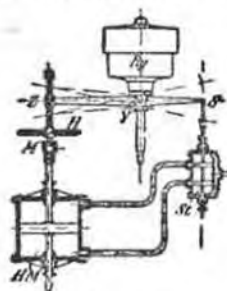
При выходе из состояния равновесия R передвигает точки Y и S относительно находящейся пока неподвижно точки Z , пока затем Z , вследствие увеличения или уменьшения давления в HM , соответственно передвинется, и до тех пор, пока S не придет обратно в свое нулевое положение. Отсюда название „обратная перестановка“ для перестановочного механизма SYZ . Поршень K усилителя работает, преодолевая действие груза или пружины, чаще всего, однако, как поршень двойного действия, так как при этом некоторые потери на неплотность не являются вредными. Применение распределительного органа установкой на нулевое положение делает „обратную установку“ необходимой, ибо иначе трудно было бы избежать перерегулировки и колебаний.

Примеры.

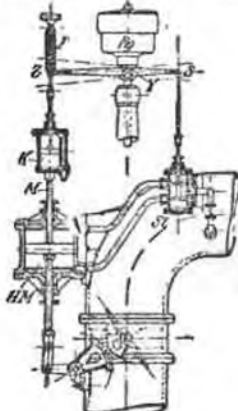
1. Усилитель для регулятора водной турбины (фиг. 624). R_p — центробежный регулятор (тахометр), который является сигналирующим органом,

HM — вспомогательный двигатель, который действует на водопод St — управление вспомогательного двигателя (при помощи воды под давлением из трубопровода). При помощи механизма H можно передвинуть кривую числа оборотов и кривую управления по надобности. Эта рукоятка служит также для остановки машины.

2. Усилитель при изостатической или изодинамической регулировке.



Фиг. 624.



Фиг. 625.

Соединение изостатического регулятора с усилителем по фиг. 625 требует несколько другого устройства перестановочного механизма, чем на фиг. 619, стр. 346; но хвост пружины прикреплен к неподвижной точке и масляный буфер K находится между штангой M вспомогательного двигателя и рычагом Z , действие остается таким, как на фиг. 619.

б) Конструкция и расчет регуляторов числа оборотов.

1. Классификация регуляторов числа оборотов. Конструкция большинства регуляторов числа оборотов основана на принципе устанавливающегося равновесия между изменяющимся с числом оборотов давлением масс (центробежная сила) двух качающихся маятников в соответствующим действием контргруза или пружины (центробежный регулятор).

Другого рода регуляторы числа оборотов:

1. Регулировка, производимая силой инерции, вызываемой изменением числа оборотов относительно движущейся инерционной массы (инерционный регулятор). Этот регулятор служит только дополнением к другому типу регуляторов числа оборотов, так как при медленном изменении числа оборотов он не действует.
2. Регулировка при помощи изменяющегося с числом оборотов давления и массы, применяемая вследствие своей дешевизны для грубой регулировки.
3. Регулировка при помощи электродвижущей силы, изменяющейся с числом оборотов; применяется только с усилителем.

Регулятор с муфтой и осевой регулятор. Центробежный маятник регулятора числа оборотов производит:

а) при отклонении относительно оси, перпендикулярной к оси вращения — осевое перемещение муфты или продольного подшипника, от которых возможна удобная передача далее; такой регулятор с муфтой удобно конструировать с вертикальной осью (фиг. 631 до 633);

б) при отклонении относительно оси, параллельной оси вращения — непосредственный поворот или передвижение приводящих в действие органы управления кулачков, эксцентров или кривошипов, действующих в плоскости, перпендикулярной к оси вращения; осевой регулятор строится с горизонтальной (реже вертикальной) осью (фиг. 634 и 635).

Во всех случаях маятники должны быть так размещены, чтобы ось центра тяжести совпадала постоянно с осью вращения.

Далее различают: конусные регуляторы, у которых колеблющаяся тела колеблются относительно напф, перпендикулярных к шпинделю регулятора (фиг. 629 и 630), и плоские регуляторы, у которых колеблющиеся массы движутся в плоскости, перпендикулярной к оси регулятора (фиг. 631 до 635). Регуляторы с муфтой бывают конусными или плоскими, осевые регуляторы большей частью бывают плоскими.

В качестве средства для передачи движения от вращающихся масс на муфту наиболее простыми являются шатуновая передача или ползуный механизм на шпунте или кривошипе. При этом центробежные массы могут вращаться или покрут (всми точками по окружности) неподвижной точки на шпинделе (непосредственно подвеска) (фиг. 629), или могут быть связаны со шпинделем привода (например, шатной кривошипно-механической), при чем отдельные точки описывают различные пути (обратная подвеска) (фиг. 630).

Центробежная сила вращающихся центробежных масс сохраняется в равновесии: а) при помощи действия веса самих центробежных масс или в соединении с пружиной от веса муфты (грузовой регулятор) (фиг. 629 и 630); б) при помощи нагрузки пружинной (пружинный регулятор) (фиг. 631 до 635). В вращающихся регуляторах, вследствие малых масс с ускорением, приводящий ход муфты незначителен (стр. 353) и поэтому она дает при равной регулирующей способности меньшую степень неравномерности.

2. С-кривые; степень неравномерности. Характеристика или кривая С регулятора получается следующим образом. Для конусного или плоского регулятора определяют графически или аналитически радиальные силы С, приложенные в центре тяжести вращающихся маятников,

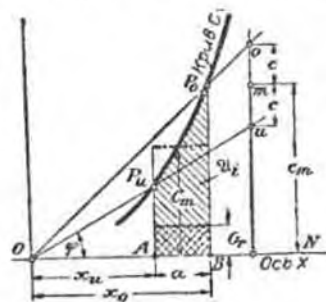
которые уравнивают нагрузку (давление пружины F , весовую нагрузку G и вес муфты Q). Отложив эти силы, как ординаты, на ось X -он ON (фиг. 626), над точками центров тяжести получаем характеристику или кривую C регулятора. Рекомендуется отдельные слагаемые C_n , C_p и C наносить раздельно (фиг. 629 и 630), чтобы легче было учесть влияние различных изменений.

Эта C -кривая независима от положения шпинделя.

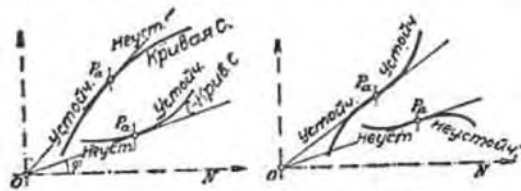
Если же ось шпинделя провести через O и расстояния центра тяжести a откладывать (в m) по оси X -он, то таким образом можно определить соответствующие угловые скорости ω (соответственно $n = \frac{\omega}{9,55}$), так как C получается от центробежной силы согласно уравнению $C = M\omega^2 a$, где $M = G : 9,81$.

Работоспособность Ω_1 — регулятора числа оборотов равна площади, заключенной между кривой C , осью ON и координатами, соответствующими крайним значениям кривой ($\Omega_1 = \text{площадь } AP_n P_0 B$ по фиг. 626). S -кривая (фиг. 615 а, стр. 342) соответствует кривой C -кривой, во отнесенной к ходу регулятора s , так что $C_{na} = S_{ns} = \Omega_1$.

Если регулятор астатический, то C -кривая является прямой, проходящей через O . Если увеличивается угол φ , который образует луч OP на фиг. 627 с осью ON , при увеличении отклонения маятника, то регулятор устойчивый, если угол φ уменьшается с увеличением a , то регулятор неустойчивый. Точка касания с прямой, проведенной из O к кривой C — представляет астатическую точку (P_a на фиг. 627 и 628) на



Фиг. 626.



Фиг. 627.

Фиг. 628.

данных кривых. Точка P_a является точкой поворота C -кривой, она отделяет часть кривой, которую можно быть примененной — регулятор устойчивый — от неприменимой — регулятор неустойчивый.

Если OP_a не является случайно точкой перегиба кривой C , то P_a разделяет пригодную часть кривой (регулятор устойчивый) от непригодной (регулятор неустойчивый). Если же OP_a является касательной в точке перегиба, то регулятор совершенно устойчив или совершенно неустойчив (фиг. 625).

Если на фиг. 626 через конечные точки P_n и P_0 использованной части кривой C провести лучи из точки O , то они соответствуют скоростям n_1 и n_2 . Если эти лучи пересечь любой вертикально в точках a и b

и измерить отрезок c_m от ON до середины mi между o и u , то получится степень неравномерности $\delta \approx c : c_m$.

Если, наоборот, по данному наименьшему положению муфты, соответствующему предписанной степени неравномерности δ (см. ниже и стр. 343) надо определить наименьшее положение, то проводят Om через P_a , откладывают по $uo = 2c = 2\delta c_m$ вверх и пересекают прямой Oo кривую O в искомой наименьшей точке P_o .

Так как кривые C получаются независимо от положения шпинделя, то при проектировании регулятора степень неравномерности δ может быть изменена на любую величину путем перенесения шпинделя: если шпиндель продвигают к центробежным массам, то δ уменьшается, если же шпиндель отодвигают от центробежных масс, то δ растет.

Вблизи астатической точки P_a легче всего получить δ наименьшей; поэтому применяют чаще всего такие отрезки кривой C , которые приблизительно начинаются от P_a и соответствуют устойчивому положению. Если кривая C , как в большинстве регуляторов, сверху вогнутая, то применяемая область лежит выше астатической точки, если она выпуклая, то эта область лежит ниже этой точки.

Указанные соотношения имеют значение тогда, когда центробежные тела так сконструированы, что их моменты инерции, отнесенные к осли, проходящим через центр тяжести, пересекающим шпиндель, равны по величине, что, например, имеет место для тел вращения, ось вращения коих перпендикулярна к плоскости вращения. Если та же ось инерции центробежных тел пересекает середину их цапф, то кривая C для постоянной угловой скорости является прямой, которая однако не проходит через O ; в остальных случаях астатическая кривая C является кривой. (Tö11e, Regelung der Kraftmaschinen, 3 изд., стр. 576).

Кривые C , соответствующие отдельным нагрузкам (вес G центробежных тел, нагрузка муфты Q , натяжение пружины P), дают указания, допустимы ли изменения этих величин и в каких пределах. Если, например, C_p -кривая имеет такой же характер, как обшая кривая C (если она приблизительно астатическая), то G может быть изменено без влияния на δ . Если кривая C_q точно или почти астатична, то можно нагрузку муфты Q (например, для повышения числа оборотов) увеличить, не изменяя при этом δ .

Регуляторы с астатической C_p -кривой не испытывают даже при больших силах передвижения никаких изменений степени неравномерности; неустойчивые конструкции из-за установочного механизма поэтому исключаются.

Натяжение пружины обозначает постоянную нагрузку; если от заменяющей пружины постоянной фиктивной силы получается астатическая C -кривая, то параллельные пружины допустимы. Пружинные регуляторы с пружинной изгибной несредственно на муфту только тогда допускают изменение числа оборотов от изменения нагрузки пружины, если кривая C_p астатична; в другом случае, если, например, C_p кривая сильно неустойчива, то благодаря натяжению пружины получается неустойчивость.

Изменение числа оборотов в работе возможно: а) путем изменения передаточного числа от вала машины на вал регулятора (сменная передача); б) путем передвижки перестановочного устройства в пределах хода регулятора (фиг. 616 и 617), в) путем изменения нагрузки муфты, что возможно благодаря пружинным весам на перестановочном устройстве в пределах $\pm 5\%$; д) путем изменения натяжения пружины или точки приложения пружины в регуляторе.

Степень неравномерности δ у рывочных регуляторов может быть установлена на $\delta = 4\%$, 6% или 8% . Если δ должно быть особенно малым, то наиболее целесообразно применить усилители (стр. 347) или изостатическую подрегуловку (стр. 346).

Наиболее благоприятная степень неравномерности δ_g при регуляторах числа оборотов, которая для работы без колебаний не должна быть превзойдена, зависит от инерции регулятора и инерции вала двигателя (стр. 344, раздел 2).

Инерция вала двигателя определяется при помощи времени разбега T_a при полном крутящем моменте, которое определяется из формулы $Me^2 : 2 = (L : 2) \cdot T_a^2$, где L — полная мощность в $\text{kgm/sec} = 75 N_e$ и M масса маховика, вращающегося со скоростью v .

Инерция регулятора определяется по приведенному ходу муфты s_r , получаемому из C -диаграммы, если отнесенный к центру тяжести вес регулятора G_r нанести в равном масштабе на C -диаграмму (фиг. 626), при чем $s_r : a = G_r : C_m$.

По Толле ¹⁾ наиболее подходящая степень неравномерности для быстрой и без колебаний регуловки $\delta_g \approx 0,2 \sqrt{\frac{s_r}{T_a^2}}$ и наименьшая,

вообще допустимая степень неравномерности (без изменения масляного тормоза или особого торможения) $\delta_{\min} \approx \delta_g : 2$.

Приведенный ход муфты s_r при чисто грузовых регуляторах равен приблизительно действительному ходу, при пружинных регуляторах наоборот только $1/5$ до $1/20$ действительного хода. Быстро движущиеся пружинные регуляторы и тяжелые маховики наиболее подходят для малого δ_g . Большая степень неравномерности, чем δ_g не вредна и только уменьшает быстроту регуловки.

Пример расчета регулятора. 1. По величине сопротивления регуловки $W = 2 \text{ kg}$ (по измерению или подсчету). Пусть допустимая нечувствительность $\epsilon = \epsilon_H + \epsilon_W = 1\% \pm 0,3\%$, при чем ϵ_H , по данным поставщика $\epsilon_H = 0,3\%$ ($\pm 0,15\%$), откуда $\epsilon_W = 0,7\%$ или $W : \delta_m = 0,007$; $\delta_m \approx 300 \text{ kg}$. Выбираем регулятор со средним давлением муфты (называемым также «энергией») $S_m > 300 \text{ kg}$. Если регулятор слишком велик, надо включить усилитель, так что W становится значительно меньше.

2. Проверка δ , которое было взято равным 4% . Для диска при $N = 300 \text{ P.S.}$ и $n = 215$ пусть $GI^2 = 40000 \text{ kgm}^2$ или при $D = 3,6 \text{ m}$ вес обода $G_r = 3080 \text{ kg}$; при

$n = 215$, $v = 40,5 \text{ m/sec}$. $T_a = \frac{Me^2}{L} = \frac{G_r v^2}{75 g N_e} \approx 23 \text{ sec}$; по данным поставщика

$s_r = 1 \text{ cm}$, так что $\delta_g = 0,2 \sqrt{\frac{1}{23^2}} \approx 2,5\%$. При $\delta = 4\%$ не возникает никакой опасности колебаний.

3. Регуляторы с муфтой с чисто весовой нагрузкой. Для общего случая по фиг. 628 все требуемые величины, согласно Толле, определяются следующим образом:

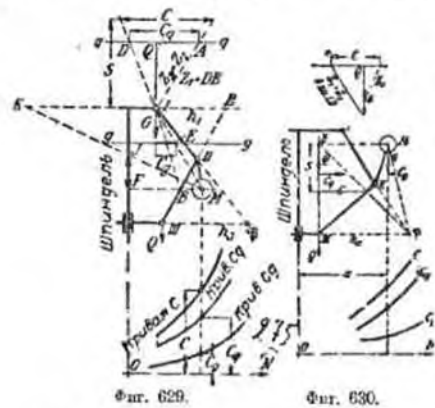
C_g : откладываем величину G вниз от неподвижной точки вращения маятника I , проводим горизонталь gg ; на последней лучи IM отсекают значения C_g .

¹⁾ Regelung der Kraftmaschinen, 3 изд., стр. 478.

C_q : откладываем от точки I вверх величину Q , проводим горизонталь qq , проводим горизонталь через M до пересечения с коленом II—III в точке B , проводим BD , затем DA параллельно III—II и получаем DA по qq равное C_q , $C = C_p + C_q$.

Давление регулятора или муфты S : постоянно $\frac{S}{C} = \frac{Q}{C_q}$, потому S получается как высота из подобного тр-ка DAI с основанием C . Направление и величины давления в цапфах Z_1 , Z_2 и Z_3 получаются непосредственно из чертежа.

Для ромбидальной подвески (I и III имеют одинаковое расстояние от шпинделя, I—II = II—III; I, II, M лежат на одной прямой), т.е. у регуляторов Уатта, Портера и Кэси кривые C_q , C_p и C имеют одинаковый вид. Q и G могут без влияния на δ быть изменены по желанию; давление регулятора S постоянно; собственное трение R и вместе с ним ϵ_r наименьшее для угла отклонения = 45° ; с целью получения достаточно малого δ необходимо скрещивание штанг. Чем больше G относительно Q , тем ниже принято число оборотов и чем больше h_1 и h_3 по фиг. 629, т.е. чем больше наместе при равном давлении муфты, тем меньше ϵ_r .



Фиг. 629.

Фиг. 630.

По Бартлю, ¹⁾ если на чертеже отложить $IK = \frac{Q}{G} \cdot IH$, провести

прямые KM и FM , то отрезок JF даст $\frac{g}{\omega^2}$, где $g = 9,81 \text{ m/sec}^2$ и ω представляет угловую скорость регулятора. Для обратной подвески шара (фиг. 630) равновесие сил получается при помощи мгновенного полюса Q , откуда определяются C_p и C_q . Таким же образом, как на фиг. 629 определяется давление регулятора S и давление цапф Z .

Дальнейшие примеры весовых регуляторов, не имеющих в настоящее время практического значения, см. Толяе, Регулирование двигателей.

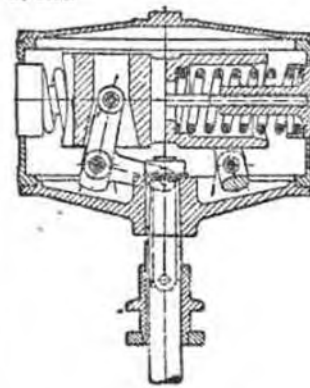
4. Регуляторы с муфтой с пружинной нагрузкой. Здесь кривая C_q может быть сделана произвольной, однако рекомендуется передаточный механизм выбрать так, чтобы кривая C_q была астагивной; тогда допустимо любое изменение нагрузки муфты.

Пример 1. Пружинный регулятор Гартунга, Куна и Ко (машиностроительный завод, Дюссельдорф) (фиг. 631). Две поперечные пружинки помещены в выемке вращающе-

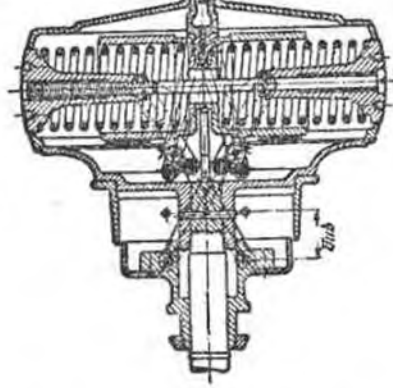
гося тела и действует в направлении противоположного центробежной силе, так что упомянутое соединение совершенно разгружается. (Первоначальная конструкция по патенту D.R.P. 75790, Гартунга, Куна и Ко). Собственное трение $\epsilon_r = 0,20\%$ до $0,3\%$ в зависимости от скорости. $\epsilon_r = \frac{1}{5}$ и для тихоходных регуляторов с небольшим подъемом;

$\epsilon_r = \frac{1}{20}$ и для быстроходных регуляторов с большим подъемом. Регуляторы имеют прямоугольные рычаги во избежание заземления; C_q постоянно (очень неустойчиво), поэтому давление S муфты здесь увеличивается соответственно центробежной силе. C_q уменьшается пропорционально отклонению шара от центра через нуль и минус, так что она очень неустойчива; пружины получают соответственно левые. Изменение числа оборотов от -5% до $+10\%$ возможно с тремя дополнительными пружинами.

При больших колебаниях числа оборотов во время хода (до $\frac{1}{4}$) изготовляют регуляторы числа оборотов, у которых главные пружины напрягаются во время работы сами по себе.



Фиг. 631.



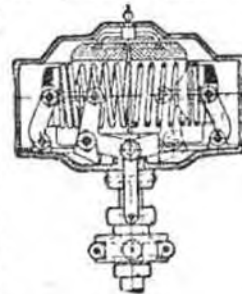
Фиг. 632.

2. Пружинные регуляторы Штейнле и Гартунга, Кведлинбург. (Фиг. 632). Направление центробежных масс, благодаря кольцевым рычагам, почти точно перпендикулярно к шпинделю. Кривая C_q астагивная, собственное трение особенно мало, $\epsilon_r = 0,20$ до $0,14\%$; даже с пружинными весами для повышения числа оборотов сила на 10% , $\epsilon_r = 0,37$ до $0,45\%$.

3. Пружинный регулятор Общества Ян-регуляторов в Оффенбахе обладает, благодаря специальному приспособлению для смазки, малым собственным трением.

4. Пружинный регулятор Р. Прёлля¹⁾ (фиг. 633). Прельз употребляет особую натяжную пружину, которая делает возможным удобную перестановку и зажимание в закрытую коробку. Массы имеют наклонную подвеску в трех точках.

5. Осевого регулятор (плоский регулятор). В плоских регуляторах также следует соответственным присоединением качающихся масс, заботиться о том, чтобы центр тяжести постоянно оставался на оси вращения. Для



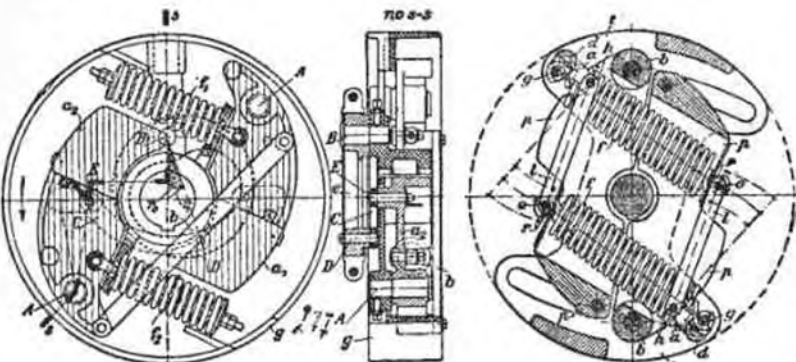
Фиг. 633.

¹⁾ Инженерное бюро з-ра Р. Прёлля, Дрезден.

¹⁾ Сравн Civilingenieur, 1893, 1896; так же Bartl, Die Berechnung der Zentrifugalregulatoren, (Leipzig, 1900). там же даются простейшие способы определения S , собственного трения и влияния масс штанг.

установленная кривой C (см. выше, стр. 350) принимается в соображение только пружинная нагрузка, при чем силы пружин пересчитываются для точки приложения в центре тяжести маятника; для определения величины регулятора целесообразно введение представления о „силе сопротивления“ у концевой шпильки или у муфты по Преллю¹⁾, которая возрастает с произведением $G_r n_e$, где G_r — приведенный вес качающегося маятника в точке приложения пружины и n_e — собственное число качаний маятника регулятора.

Примеры: 1. Осевой регулятор Ланца для локомотивов (фиг. 634). Оба качающиеся маятника a_1 и a_2 вращаются вокруг цапф A и связаны стержнем B ; давление пружины f_1 и f_2 действуют на коротком плече рычага на маятнике. Стержнем C , действующим на цапфы E и D , управляющий эксцентрик e так поверачивается на цапфе B , что радиус эксцентрика движется между положениями r_0 и r_1 . Замкнутая коробка закрывает не сложный регулятор.



Фиг. 634.

Фиг. 635.

2. Осевой регулятор Прелля (фиг. 635). Качающийся маятник p , вращается на цапфине b ; слабейшая точка r точки приложения o подвешенной в точке g пружины f переносится посредством тяги l и малого, вращающегося у точки d рычага o , как в состоянии покоя, так и в состоянии движения посредством особых рычагов, проходящих через полуось. Качающиеся массы переставляют среднюю точку управляющего эксцентрика (или тяжки посредством кулачков) передачи действующую по оси муфты). Число оборотов может снаружи быть изменено на $\pm 100\%$, при чем изменение может быть сделано и большим посредством укороче на тяги l (для насосных установок и бумажных фабрик), например, в отношении 1:3 до 1:10.

II ОТДЕЛ.

ДВИГАТЕЛИ.

I. Живой двигатель.

Перепод редакцией инж. В. И. Живаго.

Предварительные замечания из области анатомии.

Установочным аппаратом служат кости, или скелет. Ради уменьшения веса, длинные кости оконечностей имеют полая строение. Мелкие сочленения, работающие на сжатие и r_c тяжение, гарантируют достижение высокой производительности, при минимальной затрате материала. Размеры упругости и крепости указаны в нижеследующей таблице.

Таблица I. Упругость и крепость костей.

	Коэффициент крепости в kg/mm^2					Коэффициент упругости в kg/mm^2		
	Растяжения	Сжатия	Сматывания	Пары	Кручения	Растяжения	Сжатия	Кручения
Кости в продольном направлении . . .	(9,2)—12,4	12,6—16,8	5,0	—	7,0—9,3	1700—2500	—	780
Кости в радиальном направлении . . .	4,8	8,0	11,8	18,37	—	—	—	—
Кости по удалению из них известки . . .	1,5	2,7	—	—	—	3,9	—	—
Хрящи	0,15—0,17	1,57	0,35	—	0,24	0,9	0,8—1,5	—

Относительное передвижение костей достигается посредством сочленений, или суставов. Обтянутые хрящами, смазанные поверхности суставов поддерживаются во взаимном расположении сцеплением, волокнистыми капсулами и упругим растяжением мускулов.

Различают следующие виды сочленений:

1. Сочленения с одной степенью свободы.

Примеры: плече-локтевое сочленение, сочленения между отдельными суставами пальцев на руках и на ногах.

2. Сочленения с двумя степенями свободы.

Примеры: сочленение между плечом и лучевой костью, седловидное сочленение большого пальца, коленный сустав.

3. Сочленения с тремя степенями свободы.

Примеры: оба челюстные сустава вместе, плечевой сустав, тазобедренный сустав. Сознательное движение выполняется посредством мускулов.

Устройство мускулов. 1. Мускулы без определенного начала и прикрепления: а) пустотелые или мешковидные мускулы, например, сердце и мочевой пузырь; б) кольцевые мускулы, кольцевидным образом окружающие то или иное отверстие тела, например, кольцевые мускулы зрачка, рта.

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1913, стр. 1287 и след.

II. Мышцы с определенным началом и прикреплением: а) с твердым (относительно) началом и подвижным прикреплением, например: большая жевательная мышца; б) с подвижными началом и прикреплением, например: горловая мышца, которая от средней грудной кости и ключицы проходит поперек гортани и вставляется влодь до костного отростка, позади уха. При полойном положении головы, она поднимает трудную челюсть, тогда как обычно, мышца эта служит для поворота головы.

Образ действия мускулов. I. В качестве рычагов по отношению к кости: а) односторонний рычаг. Точка прикрепления мускула, в большинстве случаев, располагается ближе от твердо установленного центра вращения (излишняя нагрузка силы, но выигрыш в скорости движения). Следует предполагать, что сила мускула увеличивается в том большей степени, чем ближе направление его натяжения будет подходить к перпендикуляру, по отношению к приводимой в движение кости. Однако, в связи с повышением скелета, обычно, повышается способность мускулов сокращаться; б) двухсторонний рычаг, например,икроножные мускулы.

II. Двух или многоплечие мускулы. Они обхватывают собою несколько суставов, например: мускулы, сгибающие и выпрямляющие пальцы. Прикрепление мускулов и начало их можно настолько сблизить, что произвольное сокращение их совершенно перестает вызывать какое-либо движение. Так, например, *musculus gastrocnemius* (один из икро-ножных мускулов), который, посредством вращения голеностопного сустава, заведует опусканием носка, теряет способность правильным образом функционировать, если носок будет поставлен под определенным острым углом. Опускание носка, при таком положении ноги, выполняется, в таком случае, под действием другого мускула (*m. soleus*). Напряжение, вызываемое в одних мускулах, путем приведения их в известное положение, может служить основой и повышению деятельности других. Так, например, при сильнейшем перегибе запястья, сухожилия, распределяющие пальцы, напрягаются с такой силой, что не допускают полного сгибания таковых.

Обмен веществ и мускулы. Гликоген (животный крахмал) под влиянием раздражения нервов, постепенно превращался в виноградный сахар и гексодифосфорную кислоту, разлагается до молочной кислоты. Эта последняя вызывает сокращение (набухание?) мускулов. После сжатия, молочная кислота, в меньшей ее доле, экзотермично сгорает в углекислоту и воду, а в большей части восстанавливается в качестве первоначального горючего материала. Углекислота выделяется легкими вместе с выдыхаемым воздухом. Объемы обоих газов могут быть точно установлены опытным путем. Количество освобожденной углекислоты и кислорода являются мерилом перемены энергии, происходящего за счет работы мускулов. Выделяемая живым двигателем энергия имеет своим непосредственным источником окисление углеводов, жиров и белков.

При сгорании освобождаются:

на 1 г { углеводов 4,19 kcal.
человеческих жиров 9,5 „
мускульного белка от 4,1 до 4,3 kcal.

Освобождавшаяся энергия (K) служит:

1. Для поддержания температуры тела (у человека 37°)
 2. „ поддержания деятельности легких, сердца, кишок и желез
 3. „ произведения наружной работы = A.
- Необходимый для поддержания существования обмен веществ = E

На основании этих данных подсчитывают количество сожженных организмом углеводов, жиров, белков и выводят затем число потребленных им калорий. Взрослый человек в 70 кг весом потребляет, при условии абсолютного покоя (A=0) и среднем 70 kcal/ч или kcal/в 1 кг своего веса. Обмен веществ у людей упитанных (жирных) несколько ниже, нежели у лиц худых и мускулистых. С повышением возраста он принимает несколько менее энергичную форму.

Если организм производит внешнюю работу, то:

$$A = K - E,$$

так как можно допустить, что E остается неизменным.

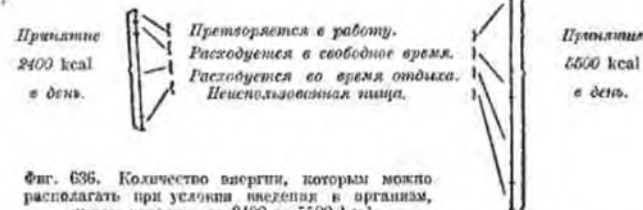
Таблица 2. Часовое потребление калорий в зависимости от рода деятельности.

Профессия	kcal/h за вычетом E	Профессия	kcal/h за вычетом E
Портной	45	Мальр	143—145
Писец	49,1	Своляр	116—124
Литограф (сила)	53,7	Каменотес	280—319
Рисовальщик (стоя)	73,1	Пильщик	370—406
Переключик	81,5	Плов (ручная работа)	4—33,4
Механик	92,3	Швец (на машине)	24—49,6
Соплошник	77—122	Прачка	124—214
Метальст	137—145	Домашняя прислуга	81—157

На основании приводимых здесь цифр можно судить об утомительности работы различных профессий, а также произвести подсчет питательных веществ, необходимых для ее выполнения.

Питание.

При хороших условиях труда нет надобности подсчитывать количество питательных веществ, потребных для поддержания различного рода деятельности, так как здравый инстинкт самостоятельно делает, в этом отношении правильный выбор. От 5500 до 6000 kcal составляют верхний, а 3000 kcal — нижний предел ежедневного принятия пищи для взрослого человека. Нижеприведенная таблица указывает, каким образом может быть покрыт ежедневный расход энергии.



Фиг. 636. Количество энергии, которую можно располагать при условии введения в организм, путем питания, от 2400 до 5500 kcal.

В случаях массового питания, как, например, в рабочих столовых, руководство означенной таблицей будет весьма полезно, так как оно дает возможность установить здоровый режим.

Нельзя ограничиваться безотносительным принятием потребного количества калорий. Взрослому рабочему необходимо ежедневно брать в свой организм вместе с пищей и в меньшей мере 110 г белковых веществ. Остальные калории, затем, могут быть доставлены из жиров и углеводов в любом соотношении. Германский рабочий, в большинстве случаев, покрывает свою потребность в калориях картофелем, содержащим весьма мало белка, и несколько более им богатым — хлебом. Необходимо принять меры к тому, чтобы путем включения в его ежедневную пищу: мяса, рыбы, молока и сыра, потребность его в белковых веществах была удовлетворена полностью.

Таблица 3. Питательность пищевых продуктов.

Пищевой продукт	100 г содержат:				Пищевой продукт	100 г содержат:			
	Белков	Жиров	Углеводо-	кал		Белков	Жиров	Углеводо-	кал
Баранина (полужирная)	18,1	5,8	—	129	Селедка соленая	11,3	10,1	—	140
Телятина (тощая)	19,8	0,8	—	89	Треска	17,1	3,3	—	73
Мясо кроличье	21,5	9,8	—	179	Картофель	2,1	0,1	21,0	96
Конина	21,7	2,5	—	112	Ржаной хлеб	6,0	0,5	47,8	225
Свинина (жирная)	14,5	37,3	—	405	Пшеничный хлеб	6,8	0,8	52,4	250
Свиное сало (шпик)	—	100,0	—	930	Ржаная мука	11,5	2,1	69,7	352
Говядина (жирная)	19,9	7,7	—	153	Пшеничная мука	10,2	0,9	74,8	357
Говядина (тощая)	20,5	1,8	—	101	Овсяная мука	14,7	5,9	64,7	381
Поросенок	20,0	3,6	—	115	Рис	6,9	0,5	77,6	371
Язык	14,3	17,0	—	212	Крупа (овсяная)	10,4	0,4	76,0	358
Ветчина	24,7	36,5	—	441	Чечевица	27,7	1,9	53,5	351
Козлятина (Шув.)	11,8	11,5	25,0	258	Горох	22,8	1,8	52,4	325
« (Меттв.)	17,6	39,8	—	442	Бобы	24,3	1,6	49,0	315
« (Frankf.)	11,7	39,6	—	416	Жоржана	1,0	0,2	9,4	44
Молоко (натуральное)	3,4	3,4	—	67	Винная	3,0	0,2	8,9	51
« (стерилизованное)	3,4	0,1	4,8	36	Рена	1,1	0,1	9,0	42
Масло (сливочное)	0,9	83,1	0,8	779	Фасоль	2,7	0,1	6,6	39
Сыр (жирный)	27,2	30,4	2,5	404	Шпинат	3,2	0,5	3,5	31
« (полужирный)	32,6	8,4	6,8	240	Кускус (капустный)	1,8	0,2	5,8	31
Куриные яйца	14,1	3,1	—	162	Сакса	—	—	10,0	33
Лось	15,8	6,1	—	122	Яблоки	0,4	—	1,37	58
Селедка (свежая)	9,2	4,6	—	81	Чернослив	0,8	—	12,0	52

Производительность работы живого двигателя.

Работа живого двигателя складывается из целого ряда элементарных движений. Энергия, потребляемая таковыми, определяется в настоящее время путем опытов абсорбции. Следует различать «динамическую» работу, с механической точки зрения, сопровождающуюся внешним проявлением таковой, и «статическую», которая не обнаруживается никаким внешним физическим явлением. Статическая работа производится, например, при стоянии, сидении, держании грузов и в других подобных случаях. Чем большее число статических элементов входит в ту или иную работу, тем скорее она утомляет лицо, ее производящее. В таблице 4 собраны данные о подобных первичных работах.

Индивидуальные качества и внешние обстоятельства, как-то: климат, температура воздуха, поза, одежда, степень влажности и проч. влияют на количество потребляемой энергии. Тем же менее, приведенные в упомянутой таблице, цифры дают возможность вполне точно учесть трудность той или иной работы.

Рационализация работы ¹⁾.

Любая заводская работа является конечным итогом более или менее длинного ряда элементарных движений. Путем точных наблюдений можно убедиться, что ценою 30—40 таких элементарных приемов выполняется:

¹⁾ В Паушо-исследовательском Работо-физиологическом Институте в Берлине в настоящее время закончены следующие испытания: 1) таска и возка тачек, 2) работа с отвесным рычагом, а) правой рукой, б) левой рукой, с) попеременно обеими руками. См. Руководство по физиологии работы, изд. Atzler'a в Берлине.

любое, даже самое сложное движение. В физиологическом отношении задача рационализации работы будет разрешена, если для каждого элемента работы, или для ее составляемых будут найдены их оптимальные, т. е. наиболее им благоприятные условия. Произведенную, при различных условиях внешнюю работу сравнивают с количеством энергии, организмом на нее затраченной. Наиболее благоприятным для какой-либо работы условием является то, при котором она будет выполнена с минимальной затратой энергии.

Таблица 4. Количество энергии, расходуемой человеком.

РАБОТА		Потребление энергии для отдыха %
Сидя:		
а) на высоком стуле, при горизонтально вытянутом и подпертом бедре		4,8
б) на высоком стуле, при горизонтальном положении сидящих костей и позвонков		4,0
с) так же, как и в случае б, но с прислоненной спиной		3,7
Сидя на корточках		
Стоя, без нагрузки:		
а) в удобном положении		12
б) на выработку, по военному		15—22,0
На ходу (без нагрузки):		
Скорость в м/мин	Подъем пути в % от пройденного расстояния	
63,5	1	195,83
67,42	10,3	375,13
55,8	7—10	347,7
71,39	26—33,3	379,1
41,51	12,8	435,0
36,16	26,23	716,5
Темпом пешехода	Углом пути	
	2,5	145
	23	150
При езде на велосипеде по цементной дорожке в м/мин		
	140,79	255
	252,24	450
	354,39	770

1. Работа при поднятии груза стоя ¹⁾. Именно подвергался: груз, высота подъема и та высота, на которой груз находился в начале опыта (начальная высота над уровнем пола). Лицо, подвергавшееся наблюдениям, весило 61,5 kg. ему было 28 лет и оно было ростом в 176 см.

а) При заданных: высоте подъема и начальной высоте (над уровнем пола), при свободном выборе только веса самого груза, таблица 5 указывает на наиболее благоприятные условия работы.

¹⁾ Груз, который при отдельных опытах находился на различной высоте над уровнем пола (начальной высоте), брал обеими руками, поднимал на некоторую высоту (высоту подъема) и ставил на особую полку. Лицо, помогавшее при опытах, выставляло его в первоначальное положение, а лицо, подвергавшееся испытанию, охватывало тем же самым способом, «рвало» груз и снова ставило его на полку и т. д.

Таблица 5. Наиболее выгодный груз.

Начальная высота в см	Высота подъема в см				
	50	100	150	200	
0	26,1 (44,5)	22,6 (38,3)	21,0 (35,6)	18,3 (31,7)	Наиболее выгодный вес груза [кг]. Расход энергии (в скобках) [cal/kgm].
50	22,2 (37,5)	17,7 (34,0)	—	—	
100	15,8 (28,7)	15,0 (29,0)	—	—	
150	15,3 (34,2)	—	—	—	

Такой образом можно видеть, что при предельных: высоте подъема в 100 см и начальной высоте в 0 см, человек среднего роста работает всего уснее при весе груза в 22,6 кг. Цифры, заключенные в скобках и расположенные непосредственно под числами килограммов, указывают на расход энергии, выраженный в малых калориях, на 1 кг работы. Расход этот является наименьшим при начальной высоте в 100 см, высоте подъема 50 см и грузе в 15,8 кг. При таких условиях средний человек работает наиболее производительнее.

б) Если высота подъема и груз заданы, а начальная высота изменяется, то следует пользоваться нижеприведенной таблицей, которую во всем остальном можно рассматривать как и предыдущую.

Таблица 6. Наиболее выгодная начальная высота.

Вес в кг	Высота подъема в см				
	50	100	150	200	
9,15	130 (28,7)	100 (34,4)	50 (36,1)	0 (44,5)	Наиболее выгодная начальная высота [см]. Расход энергии (в скобках) [cal/kgm].
13,88	115 (27,7)	100 (29,3)	50 (31,9)	0 (37,3)	
18,95	115 (28,6)	100 (30,0)	50 (31,8)	0 (34,9)	
24,05	102 (33,4)	100 (32,4)	50 (36,1)	0 (36,6)	
28,55	80 (40,3)	100 (35,6)	50 (38,7)	0 (40,7)	

с) Начальная высота и вес груза заданы; определяется наиболее выгодная: высота подъема.

Таблица 7. Наиболее выгодная высота подъема.

Вес груза кг	Начальная высота в см				
	0	50	100	150	
9,15	100 (44,1)	140 (35,3)	50 (31,9)	50 (38,3)	Наиболее выгодная высота подъема [см]. Расход энергии (в скобках) [cal/kgm].
13,88	182 (35,5)	140 (31,4)	50-100 (29,3)	50 (32,9)	
18,95	182 (34,3)	134 (31,0)	50-100 (29,8)	50 (34,4)	
24,05	175 (35,7)	110 (34,5)	100 (32,5)	50 (40,8)	
28,55	165 (39,1)	110 (38,5)	100 (35,5)	50 (50,9)	

2. Работа при вращении кривошипа. Кривошип с деревянной ручкой приводится во вращение обеими руками. Изменению могут подлежать: высота оси кривошипа над уровнем пола, длина кривошипа (радиус) и нагрузка на ось кривошипа.

Лицо, подвергнувшееся наблюдению: вес 80 кг, рост 171,7 см, возраст 26 лет.

а) Высота оси кривошипа над уровнем пола и радиус его заданы, изменению подлежит нагрузка.

б) Нагрузка и радиус кривошипа заданы, изменению подлежат высота его оси над уровнем пола.

Таблица 8. Наиболее выгодная нагрузка, выраженная в кгм работы на 1 оборот кривошипа.

Высота над уровнем пола	Радиус в см			
	19,4	28,4	36,6	
55,3	15,0 (15,5)	20,0 (13,2)	21,1 (13,6)	Наиболее выгодная нагрузка в [кгм]. Расход энергии (в скобках) [cal/mkg].
82,7	14,3 (14,3)	15,5 (12,5)	24,4 (13,4)	
114,3	10,4 (13,8)	14,3 (11,6)	23,3 (12,0)	
162,2	4,0 (14,0)	16,3 (18,8)	16,2 (18,3)	

Таблица 9. Наиболее выгодная высота оси кривошипа над уровнем пола.

Кгм работы на 1 оборот кривошипа	Радиус в см			
	19,4	28,4	36,6	
6,5	140 (14,3)	115 (13,6)	120 (17,0)	Наиболее выгодная высота [см]. Расход энергии (в скобках) [cal/mkg].
13,0	110 (14,2)	115 (11,7)	110 (13,5)	
19,5	80 (15,5)	100 (12,5)	110 (12,5)	
26,0	70 (17,0)	90 (14,3)	100 (12,1)	
82,5	50 (?)	80 (15,7)	100 (14,0)	

При высоте оси кривошипа над уровнем пола в 114,3 см и длине его в 28,4 см, кривошип нагружался настолько, что на каждый оборот его затрачивалось 14,3 кгм работы. Из цифр в скобках можно заметить, что для воспроизведения 1 кгм работы организмом должно быть затрачено 11,6 cal. Из этого можно заключить, что приведенный пример представляет собой наиболее экономичный вид работы.

с) Высота оси кривошипа над уровнем пола и вес груза заданы, изменению подлежит радиус кривошипа.

Таблица 10. Наиболее выгодный радиус кривошипа.

Высота	Работа в кгм при 1 обороте кривошипа					
	6,5	13,0	19,5	26,0	32,5	
55,3	19 (20,5)	26 (14,5)	28 (13,2)	31 (31,5)	35 (16,5)	Наиболее выгодный радиус [см]. Расход энергии (в скобках) [cal/kgm].
82,7	15 (14)	19 (12,5)	28 (13)	37 (14,6)	40 (13)	
114,3	25 (13,5)	28 (11,7)	34 (12,2)	40 (12)	45 (13)	
162,2	10 (?)	15 (17)	32 (18)	45 (21)	60 (?)	

Влияние скорости. По причинам анатомического свойства, давление, передаваемое рукою на кривошип, оказывается не одинаковым в различных точках его кругового пути. Если вращение производят над системой,

обладающей незначительным моментом инерции, при чем сопротивление остается постоянным за весь период одного оборота, то на всем протяжении его, давление должно быть приблизительно, одно и то же. Это обстоятельство неблагоприятным образом отражается на экономичности работы. При увеличении момента инерции и растущей скорости, экономичность работы возмещается, так как явится возможность вводить мускулы в действие только при благоприятном для них положении. Отсюда вытекает заключение, что, при продолжительной работе над длительным образом движущейся системой, следует предпочитать большой момент инерции и производить работу ускоренным темпом.

Если же кривошип будет приводиться в движение часто, но не на долгие промежутки времени, и затем снова останавливаться, то, в таком случае, момент инерции не должен быть слишком велик, сообразно чему следует относительно понизить и скорость вращения.

При нашей системе, со сравнительно большим ее моментом инерции, в пределах испытанных нагрузок, наилучшей скоростью фактически оказалась независимой от работы, развивавшейся за один оборот, но она варьировала, в связи с изменением радиуса кривошипа.

От указанных величин упомянутая скорость может отклоняться на 25%, не вызывая существенных опасений, в смысле значительного ухудшения экономичности процесса.

При подъеме грузов инерция играет подвою же роль. При подъеме груза среднего веса всегда выгоднее выбрать большую высоту подъема и выполнять его со значительной скоростью. Это условие поясняется тем обстоятельством, что при наклонном состоянии человеческого тела и благоприятном, в таком случае, расположении его мускулатуры, поднимаемому грузу сразу сообщается такая начальная скорость, которая затем, во втором, невыгодном периоде процесса, дает возможность затрачивать меньшее количество энергии.

Таблица 11.

Радиус кривошипа	19,4	28,4	36,6
Число оборотов в 1 мин.	33,0	31,0	29,0
Скорость руки (м/сек)	0,67	0,92	1,11

Опыты рационализации сложных рабочих процессов были произведены Атаг'ом. В качестве примера, мы приводим одну из его таблиц.

Таблица 12.

Навыгоднейшая скорость слесарной пилы (напилка)				
Число ходов напилка в 1 минуту	kgm/sec	Количество опилок в г и часах	Чистый коэффициент полезного действия %	kcal/g опилок
35	0,68	26,6	5,1	5,1
42	0,74	31,3	5,5	3,73
50	1,28	54,0	7,6	2,66
60	1,48	62,9	8,4	2,82
70	2,42	80,9	9,4	2,70
80	2,58	80,0	8,7	2,94
86	1,71	49,9	6,9	4,23

Отсюда следует, что опытным слесарем наилучшие результаты будут достигнуты при 70 ходах напилка в минуту. T. Steffenko и Brown установили при работе лопатой от 17 до 19, а при работе топором от 25 до 30 движений в минуту, как наилучшей частоты таких же при обоих упомянутых процессах.

Нормальная производительность работы. После того, как указанным путем рабочий процесс будет налажен таким образом, что станет выполняться при минимальной затрате энергии, останется еще решить задачу о том, в каком, наиболее выгодном, порядке следует распределять перемены. Надо полагать, что и этот важный вопрос, в ближайшем же будущем, получит точное разрешение¹⁾.

Здоровый человек, в течение длительного периода времени, может выдержать от 17300 до 283000 kgm полезной работы за 8-ми часовую рабочую смену, если только при этом он не будет работать хищническим образом. Секундная производительность, следовательно, составит около 8 kgm.

Выючные животные. Производительность лошади. Лошадь Парижского Общества Омнибусов (Dronin) ежедневно должна справляться со следующей задачей. Пробег—55056 м; сила тяги—25,801 kg; производимая работа 1420497 kgm; продолжительность рабочего времени 5½ часов. На основании этих данных можно подсчитать среднюю секундную производительность, которая и составит 72 kgm. При этом, однако, следует заметить, что литературные указания на производительность выючных животных сильно расходятся. Данные о производительности их по различным дорогам, см. т. III, отдел Дорожного строительства, в области сельскохозяйственных производств, см. том IV, отдел, Сельское хозяйство: примененные машины.

Наивысшая производительность. Наивысшая производительность человека представлена в литературе большим количеством данных. Надо, однако, иметь в виду, что конечные результаты любого производства, в экономическом отношении, никогда не следует строить на наивысшей затрате рабочей силы, вместо — фактически для него потребной. Для соображений о наивысшей производительности, ниже приводится таблица, составленная Вих'ом.

Таблица 13. Максимальная производительность.

РОД РАБОТЫ	Продолжительность	Секундная производительность в kgm	РОД РАБОТЫ		
			Продолжительность	Секундная производительность в kgm	
При подъемах в гору и по лестницам	8 ч.	10,5	При подъеме ручным портом	5 мин.	19,5
Носильщика	8 "	11,0	При пожарной трубе	2 "	28,6
На неподвижном велосипеде	2 "	13,6	То же	2 "	30,0
При подъеме ручным воротом	1½ "	12,5	При подъеме ручным портом	1½ "	27,7
То же	41 мин.	13,5	При волочении груза	48 сек.	30,6
"	30 "	12,5	Ножными педалью	30 "	60,9
"	15 "	17,0	При подъеме на лестницу с пустыми руками	4 "	101,2
На гребных гонках	7 "	18,7	То же — с грузом	4 "	95,4

¹⁾ Atzier. Психологические задачи профессиональной работы. Пока можно сослаться только на весьма скудные данные опытного характера (Lanlanic).

Общие правила.

1. Количество мускулов, привлекаемых и выполнению той или иной работы, должно быть правильным образом согласовано с силой, потребной для совершения таковой. Для тяжелой работы следует использовать группу более мощных, при легкой — более слабых мускулов.

Пример. Езда на велосипеде (сильная мускулатура ног), с целью передвижения, более выгодна, нежели большее кресло-самокат (ручной привод).

2. При длительной работе на системе с постоянным движением, следует предпочесть такую с относительно большим моментом инерции.

Пример. Тяжелый точильный камень.

3. Количество холостых движений, т. е. движений тела, не сопровождающихся проделыванием внешней работы, не должно быть очень велико.

Пример. Кирпича на лесу поднимать выгоднее воротом, нежели носить их туда вручную.

4. С другой стороны не следует также совершенно устранять холостые движения.

Примеры. За время холостых движений мускульная система успевает отдохнуть. Если количество холостых движений, в общем итоге таковых, слишком мало, то мускулы, в силу перенапряжения, работают не экономично и быстро утомляются.

5. Темп работы должен быть ритмичным. Вообще, надо заметить, что работать быстрее и делать сравнительно долгие перерывы лучше, нежели наоборот. Одышка, сердцебиение и повышение температуры при длительной работе у здорового человека служат признаком того, что был выт слишком быстрый темп ее, или что напряжение чрезмерно велико.

6. Затрата энергии на сохранение необходимого при выполнении той или иной работы положения должна быть ограничена возможным минимумом.

Пример: а) при илечной и ручной работе следует при всяком удобном случае выполнять ее силой; б) руку, которая долгое время находилась внахлесту, следует опустить.

7. При однообразной работе следует одну из групп мускулов, принимающих в ней наиболее активное участие, почаще заменять другой. Этот прием вызывает усиленное кровообращение и предотвращает усталость.

Пример. При ручной работе, выполнении в сидячем положении, бывает полезно черед известные промежутки времени вставать, чтобы дать работу другим мускулам (поднести свежий материал).

8. Статичные работы (как, напр., поддержание грузов и т. п.), должны быть, по возможности, совершенно устранены. В противном случае, затраты энергии могут принять значительные размеры; они нарушают правильность кровообращения и сильно утомляют.

9. Переносные тяжести, по возможности, должны обладать такою внешней формой, при которой, во время переноса, центр их тяжести был бы расположен на пересечении осевой опорности тела, илие таковой.

Пример. Современные узкие чехолы удобные, нежели мешки, по чрезвычайно широкие ручные мешки каменных дисей.

10. Одежда не должна стеснять свободы движений. Слишком тяжелые платья ведут к бесполезной затрате энергии.

Литература.

Fick Rudolf. Руководство по анатомии и механике сочленений, Вена, 1910. — Laudois-Rosemann. Учебник физиологии человека, 17-ое издание, Берлин, Urban & Schwargenberg. — Loewi, A. Руководство учителя по биологии человека и животных, том VI, 1923. — Wolfert, H. Известия по гигиене, том 26, стр. 68. — Веекер, G. и J. W. Hämäläinen. Скандинавские физиологические известия 1914, том 1, стр. 186. — Ашхт, Jules. Организация работы, Париж 1916. — Магве, H. Физиология труда, Institute L'apologie, июль 1923, Париж. — Atzler, E. Проблемы рабочего времени, обзор 1923. — Atzler, E. Проблемы физиологии труда. Обзор 1924. — Atzler, E., Herbst и Lehnau. Физиологические испытания работ путем последовательных измерений, Журнал Биохимии 1923, том 143, стр. 10. — Atzler, E. Профессиональный труд, как физиологическая проблема, журнал Естественных наук 1923, том 12, № 47. — Steffenow и Втовн. Журнал Королевского Военно-Медицинского О-на 1923. — Larivière, P. Элементы физиологии, стр. 868, 1906.

II. Предварительные соображения об экономичности энергии.

Обработано проф. G. Marx, в Мюнхене.

1. Задачи. Постоянное возникновение все большего и большего числа отдельных предприятий в том или ином промышленном районе вызывает необходимость многократного обмена энергии в таковом. Сущность означенного приема заключается в применении энергии, уже использованной на одном предприятии, в качестве источника силы на другом. Подобным же образом энергия, которая в различных стадиях одного и того же производства уже исполнила свое назначение и для такового является уже как отбросовой, или исходящей, с успехом может быть вторично утилизована путем передачи ее на какое-либо постороннее предприятие, с первым ничего общего не имеющее. Это обстоятельство ведет к объединению отдельных производств, которое может быть выполнено двояким путем: а) или отдельные заводы, представляющие собою вполне самостоятельные единицы, в связи с их назначением наилучшим образом оборудованные, сливаются в одно общее предприятие, при чем один из них будет отдавать свою отработанную энергию, а другие — ее принимать, или же б) сразу организуется один общий завод или фабрика на началах наиболее совершенного распределения энергии, многочисленными отделениями которых будут обслуживать каждое — свое собственное назначение. В предприятии второго типа, в свою очередь, могут быть вводимы чуждые его собственному производству фабрики или заводы, если включение их в общую систему представляет собою интерес в смысле правильного использования внутреннего источника энергии. Руководящими данными при развитии упомянутых объединений, в каждом отдельном случае, должны служить соображения об экономичности передачи энергии. На этом основании последний вопрос, т. е. вопрос об экономичной передаче энергии, выливается во все более и более широкие рамки, доходит до пределов отдельных государств и, затрагивая интересы таковых, приобретает мировое значение¹⁾ (как, например, вывоз электрической энергии за границу).

Примеры: а) соединение крупных электрических станций с бойнями, большими и банями, с целью утилизации отработанного тепла. б) Обслуживание металлургических заводов кислородом (вместо воздуха); углекислота, получавшаяся в виде отброса при добывании кислорода, утилизируется на бандажных известковых заводах, с железоделанием ничего общего не имеющих.

2. Руководящие цифры. В основу соображений об экономичности энергии должны быть положены данные, получаемые путем точного учета стоимости производства таковой, степени и использования и совершенства передачи ее²⁾. Необходимо принять во внимание стоимость сырья, коэффициент полезного действия тонок и двигателей, провоза, накладных расходов, а также в стоимость возможных

¹⁾ Доклады в постановлении Всемирной Силовой Конференции в Лондоне. Берлин 1925, издание С. Г. И.

²⁾ Klugenberg. „Экономическое значение для силовых установок устройства при них отделений побочных продуктов“, доклад на общем собрании Союза Германских Инженеров, Берлин 1917.

побочных продуктов. Почти никогда не удается прийти к правильным выводам путем соображений общего характера; наоборот, в каждом отдельном случае необходимо самым тщательным образом изучить фактически существующую обстановку, тем более, что как особенности отдельных производств, продолжительность и интенсивность работы, так и местные, неблагоприятные климатические условия, смена времен года, а также, нередко, и соображения политико-экономического свойства, играют видную роль в данном вопросе. На этом основании вполне понятно, что в отдельных случаях, как абсолютная стоимость отдельных силовых двигателей, так и их относительная ценность могут подвергаться известным колебаниям.

Пример. Дешевые машины, с низкими коэффициентами полезного действия, при краткосрочной работе на них, могут оказаться экономичнее дорогих, обладающих высоким коэффициентом полезного действия. По этому поводу подробнее см. у Klingenberg'a¹⁾.

Силовые двигатели: паровые машины. Основные данные приведены в табл. 9 и 10 на стр. 559 и 563. При подсчетах мощности машины по отношению к расходу топлива, необходимо включать в них коэффициент полезного действия котла с паронагревателем, подогревателем и паропроводом. Последний достигает 80%, на каком основании можно заметить, что суммарный коэффициент полезного действия поршневой паровой машины с охлаждением составляет до 16% от затраченного топлива. Для паровых турбин, при одинаковых условиях, он выражается 17%, при новейших установках возрастает до 22% и может быть доведен пока только до 25%. Дальнейшее повышение коэффициента полезного действия достигается переходом на машины, работающие смесью различных паров (Mehrstoffverfahren)²⁾, как например, водяного и ртутного. (Ртутно-паровая силовая установка E m s e t в Harford'e, пока — в опытной стадии. При такой комбинации удается достичь коэффициента полезного действия в 38%)³⁾. Машины внутреннего сгорания: газовые двигатели дают 26%, двигатели Дизеля — до 35% использования теплоты расходуемого топлива по отношению к отдаче силы на валу.

Коэффициент полезного действия всех тепловых двигателей может быть повышен путем утилизации отработанного тепла. При таких условиях коэффициент полезного действия вырастает до 70%⁴⁾.

Водяные двигатели: используются до 85% энергии воды (см. гл. IX—Водяные двигатели).

Электродвигатели: до 92% (см. Отдел 5, Электротехника)⁵⁾.

Потери при передаче энергии от коренного вала к месту ее потребления подлежат особому подсчету. Размеры их при крупных установках краевого характера, достигают 10—20%.

Прочие силовые двигатели: ветряные двигатели (см. стр. 373); двигатели, работающие силой приливов и отливов, пока еще не имеют экономического значения; о современной стадии их развития сообщалось в журнале С. Г. И. в 1923 и 1924 годах.

Производственные запасы. При паровых машинах, паровых турбинах и водяных двигателях около 20% установочной мощности, при газовых двигателях — до 25%. Производственная длительная нагрузка при газовых двигателях 80%, при паровых машинах — 90%, при водяных двигателях — до 100% полной мощности. При газовых двигателях перегрузка допускается только для двигателей высокой мощности, для паровых машин и турбин — в более широких пределах и находится в существенной зависимости от размеров электрических машин. Резервы зависят от связи с другими силовыми установками и, в особо высокой степени, от мощности соединительных проводов. Стоимость оборудования и производственные расходы, в свою очередь, в высокой мере, зависят от размеров потребных запасов.

3. Накопление запасов энергии. Если производство и расходование энергии совершаются не одновременно, то возникает вопрос о накоплении запасов таковой. Означенное накопление запасов энергии, в большинстве случаев, сопряжено с рядом затруднений, так как расходы на соответствующее необходимое добавочное оборудование весьма редко окупаются достигаемыми таким путем результатами.

Энергия может быть накапливаема в ее первоначальном виде, или в каком-либо ином.

Примеры накопления энергии: накопление электрической энергии: аккумуляторы для осветительных установок, железных дорог, механических аппаратов; в первую очередь для постоянного тока с выпрямителями. Помехой являются: большой вес аккумуляторов и обширные помещения, потребные для установки таковых. Накопление энергии в виде тепла: электрические паровые котлы (см. стр. 440 и отдел 5, Электротехника); накопление энергии, в зависимости от местных условий: выработка запасов сжатого воздуха ночным током, поднятие нижней воды турбины на верхний уровень ночным током (предложение R ü t h e l i n'a, выполнено на Баденском заводе).

Накопление сжатого воздуха и воды: резервуары со сжатым воздухом для машин орудий, работающих таковыми; аккумуляторы гидравлических прессов, бассейны гидравлических силовых установок; последние применимы только при благоприятных топографических условиях.

Теплособиратель: регенеративные топки (см. стр. 650); собиратель пара и горячей воды R e a u e a u, H a r l e и B a l c k e¹⁾, с постоянным давлением (стр. 585); собиратель R u t h's a, с резко переменным давлением, служат для увеличения объема воды в котле (журнал С. Г. И. 1924 г.); беспламенный паровоз.

Химическое накопление: за исключением накопления горячих материалов, пока не имеет прикладных результатов. Ноннманн выступал с предложением изобретенного им патронного локомотива; затем добывание водорода электрическим путем и обратное получение

¹⁾ Klingenberg. „Постройка крупных электрических установок“, том I, Берлин 1924. Jul. Springer.

²⁾ См. гл. Mehrstoffdampfmaschinenprozesse, Feuerungstechnik 1925, Jahrg. 14, S. 25 и сл.

³⁾ Краткое сообщение в журнале С. Г. И. 1924, стр. 534.

⁴⁾ Подробные данные имеются в труде Ludwig Schneider'a „Утилизация неисходящего тепла двигателей“. Берлин 1923, Jul. Springer. На основании многочисленных опытов, производственного характера, тепловую станцию в Дессельдорфе составили: Таблицы потребления энергии ж.-д. железнодорожными заводами. Весьма почетный труд, который следовало бы огласить в более широком масштабе.

⁵⁾ См. „Техника токов высокого напряжения“. Берлин 1922. Ernst & Sohn. 6-ое издание, стр. 364 и сл.

из него электрической энергии при помощи гальванических элементов; гальванический элемент с гремучим газом. (Предложение Вауга о накоплении энергии летних вод в Швейцарии, с целью потребления таковой в зимнее время)¹⁾.

4. Перспективы накопления. В силовых и тепловых установках создание связи между добычей энергии и расходом тепла как в одном и том же производстве, так и на различных предприятиях; средства к тому: отвод промежуточного пара, работа с противодавлением, подогревание воды, сгущение рудничных газов (стр. 565 и 697). Применение на: пивоваренных и сахарных заводах, ткацких и прядильных фабриках, на бойнях, в банях, на морских судах и пароходах. Баланс между энергией и теплом поддерживается или самодействующими регуляторами, в зависимости от давления или от температуры пара, или же путем задерживания избытка энергии сетью тока, а избытка тепла — системой отапливания.

Гидравлические силовые установки и тепловые силовые станции: взаимное соединение путем электрической проводки на дальние расстояния. Целью накопления является выравнивание ежедневных и сезонных, в связи со временем года, расхождений в количестве вырабатываемой и расходуемой гидравлической энергии. В зависимости от рода силовой установки, происходит распределение то основной, то избыточной нагрузки; речные силовые установки и тепловые установки в угольных колах (каменноугольный район), в большинстве случаев приспособлены для коренной, а аккумуляторные станции, отдельные паровые котлы и силовые установки, оборудованные двигателями Дизеля — для избыточной, т. е. экстренной нагрузки. Примеры, заодно, и для передачи электрической энергии на далекое расстояние, указаны в п. 5.

5. Передача энергии на дальние расстояния. Bayernwerk, Badenwerk, Schweizerische Landessammelschiene, Rheinisch-Westfälisches Elektrizitätswerk, Kraftwerke Golpa-Zschornowitz, Elektrizitätsversorgung des Sächsischen Staates, Märkisches Elektrizitätswerk и т. д., все перечисленные сети предположено объединить в одну общую. Обычное передаточное напряжение 110 kV; на более значительных расстояниях ведутся испытания с напряжением в 220 kV. Для распределения энергии необходимы центральные распорядительные пункты. Для определения напряжений и потенциалов требуются агрегаты тихоходного тока (см. отдел Электротехника).

Потери при передаче зависят от размеров и рода сети, а также и от величины нагрузки (см. Технику токов высокого напряжения, стр. 906). Дальнейшим примером передачи энергии на дальнее расстояние может служить передача сжатого воздуха, завод в Оффенбахе, опыт не возобновлен. Передача пара на далекое расстояние: отопительная, далекое расстояние станции в Дрездене; отопительная дальнего расстояния станция главного вокзала в Мюнхене и другие — дающие вполне хорошие результаты²⁾. Газ: установки городских газовых заводов; за последнее время намечается устройство газопроводов на большие рас-

стояния, из угольных районов, к главным местам потребления газа (Берлин и т. д.). Экономичность подобных сооружений на расстоянии до 500 км вполне доказана, что для Германии имеет большое значение³⁾. В каменноугольных районах Америки передача газа на дальние расстояния в настоящее время уже применяется весьма успешно.

Идея о замене перевозок угля передачей сжатого воздуха на большие расстояния, в связи с весьма широкой задачей экономизации энергии вообще, наводит на мысль о подаче таковой к местам ее потребления в возможно более облагоустроенном виде. Таким приемом рассчитывают достичь сбережений по устройству подводных путей, а также и сократить количество перевозимых материалов. В широком значении понятия об экономичности энергии, сюда входят и соображения об улучшении качества каменного угля, которое находится в непосредственной связи с вопросами транспорта (так, например, при общей влажности бурого каменного угля в 50%, заключающаяся в нем вода перевозится в виде чисто мертвого или бесполезного груза). Тошки для сжигания каменноугольной пыли⁴⁾, приращение каменного угля в жидкое состояние⁵⁾. Затем, вопросы о массовом транспорте (железнодорожной, водным путем, паром, дизелями, или электричеством). Все эти задачи составляют предмет обсуждения современной литературы и подлежат всестороннему изучению.

III. Ветряные турбины⁶⁾.

Обработано д-ром инж. проф. R. Vogt, Лакен.

В средней Германии обычная сила ветра⁷⁾ на каждые 100 м² поперечного сечения пути, пройденного потоком ветра, составляет 50000 kWh. При средней скорости ветра $v = 5$ м/сек, проносящаяся через каждые 100 м², энергия составит:

$$N \approx 10 \text{ P. S.}$$

¹⁾ Stärke. Крупное газоснабжение. Лейпциг, 1924, Otto Spamer; он же: Газопроводы дальних расстояний, журнал С. Г. Н. 1925, стр. 598 и с. л.

²⁾ Veitgen. Работы и доклады Государственного Угольного Совета и проч. Тошки для каменноугольной пыли. Берлин, 1922. Jul. Springer. См. также стр. 433.

³⁾ Veitgen. Превращение угля в жидкое состояние, журнал С. Г. Н. 1925, стр. 1313.

⁴⁾ ЛИТЕРАТУРА. Betz. Использование ветра ветряными мельницами, журнал Турбостроения, 1920, стр. 307. — M u e s e l o f f. Рациональное и проектирование ветряных силовых установок, журнал С. Г. Н. 1920, стр. 925. — P o l l i n. Ветер и его значение в экономике жизни. Германск. Обзор, том XIV, стр. 168. — W a l t e r. Ветряная сила в Германии журнал С. Г. Н. 1923, стр. 1087. — W e r t e n. Электрические установки в связи с ветряными двигателями, журнал С. Г. Н. 1923, стр. 1097. — H a m m e l. Использование силы ветра. Берлин, 1919. P a l z e r. — F i s c h e r. Проблема использования силы ветра. Техника в сельском хозяйстве, 1925, стр. 168. — M o e l l e r. Коэффициенты полезного действия ветряных двигателей. Техника в сельском хозяйстве, 1925, стр. 239. — D e v e s k e r. Пределы использования силы ветра в сельском хозяйстве, инженерно-договорная диссертация. Гатчинер, 1925. — B e t z. Сила ветра и ее использование в ветряных мельницах. Гейтинген, 1926. V a n d e n h o e c k и K i r c h e i t. — Дальнейшие указания — в примечаниях. См. также — Механика, том I.

⁵⁾ T. H o l m e r g e n в Антверпене. Можно ли при современном состоянии техники экономичным образом использовать силу ветра для целей крупной промышленности? Журнал Турбостроения, 1920, стр. 376.

⁶⁾ L i e b e. Ветряная турбина и ее применение для целей выработки электрической энергии. Журнал С. Г. Н. 1921, стр. 1088.

⁷⁾ E m i l V a n e t. Об использовании силы воды химическим путем, Швейцария. Строительный журнал, 14 мая 1921 г.

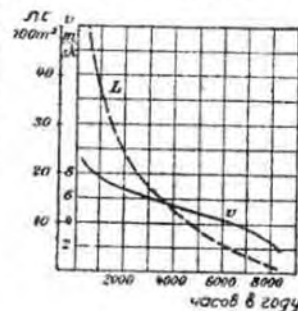
⁸⁾ Журнал С. Г. Н. 1911 г., стр. 43 и 92.

Таблица 1. Средние, в процентном отношении, за год сведения о частоте ветров различной скорости¹⁾.

Скорость ветра	Скорость ветра					Скорость ветра
	< 5 м/сек	5-10 м/сек	10-15 м/сек	> 15 м/сек	> 15 м/сек	
Северный морской берег	55,6	25,7	7,6	1,1	1,1	2,6
Восточный " "	54,5	24,5	8,0	2,9	2,9	9,4
Западный континент между Малосом и Везером	71,5	20,2	6,3	2,0	2,0	10,7
Северная Срединная Германия между Везером и Одером	73,1	22,7	3,5	0,7	0,7	2,6
Южная Срединная Германия и южнее до Майна	76,0	19,2	4,1	0,7	0,7	4,8
Местности, богатые ветрами:						
Боркун	61,9	26,8	8,9	2,4	2,4	5,2
Шверин	50,0	40,7	7,6	1,7	1,7	8,7
Альтштадт	54,0	31,5	13,2	1,2	1,2	10,4
Гельс	51,0	25,6	14,0	9,4	9,4	9,5
Местности, бедные ветрами:						
Целле	93,6	5,2	1,1	0,1	0,1	1,1
Кассель	89,9	8,7	2,2	0,2	0,2	2,2
Лейпциг	85,8	10,4	0,8	0,0	0,0	0,8
Уал-Ельстер	90,6	9,5	0,1	0,1	0,1	0,1
Мюнхен	89,0	9,0	1,8	0,2	0,2	1,8

¹⁾ R. Asmann. Ветры в Германии. Вроуэнхайл, 1910. Vieweg

Для возможно более длительной работы ветряного колеса, весьма важно использование даже самых малых скоростей ветра. Число часов в году, в течение которых господствуют ветры с малой скоростью v , согласно фиг. 637, значительно превосходит число часов, за которые наблюдаются ветры большой скорости. При скорости ветра $v = 1,5$ до 2 м/сек возможно приведение в действие насосов, при $v = 3$ м/сек — пуск в ход динамо-машины. По статистическим данным Метеорологического Института в Берлине, внутри страны, в течение каждых суток можно рассчитывать на 6—8, а на берегу моря — на 8—10 рабочих часов.



Фиг. 637.

Основные расчетные данные.
Проекция общей поверхности крыльев на плоскость, перпендикулярную к направлению ветра.

Обозначения:

γ — вес 1 м³ воздуха в кг при 15° и 1 ат; $\gamma = 1,296$ кг/м³,
 f — проекция общей поверхности крыльев, в м² на плоскость, перпендикулярную к направлению ветра,
 v — скорость ветра в м/сек,
 $g = 9,81$ м/сек² — ускорение свободного падения.

Энергия, которой может располагать колесо, приблизительно образом определяется на основании живой силы той массы воздуха, которая в 1 сек соприкасается с поверхностью его крыльев:

$$N_0 = \frac{\gamma \cdot f v^3}{150 g} = \frac{f v^3}{1200'}$$

или по Colomb'y, $N_0 = 0,00083 f v^3$. Приблизительная мощность колеса ¹⁾ $N = 0,0005 f v^3$; для ветряных колес со многими, часто посаженными крыльями, по La Cour'y: $N = \frac{f v^3}{1500'}$, по Stertz'y: $N = \frac{f v^3}{1250'}$; для ветряного двигателя Гигант, с 4 крыльями сист. Schittke: $N = \frac{f v^3}{650}$; для ветряных турбин новейшей конструкции, с широко расставленными крыльями, Объединенного завода ветряных турбин: $N = f v^3 : 825$.

Способ закрепления крыльев парализует влияние ветра, протекающего между крыльями, и лишает значения потери, сопряженные с живой силой исходящего воздуха. Кроме того, на деле, мощность колеса оказывается не пропорциональной поверхности его крыльев. Слишком частая насадка крыльев вызывает застой воздуха и тем понижает коэффициент полезного действия колеса.

¹⁾ Gerhard. К расчету ветряных колес. Zentralbl. Bauw. 1896.

Поверхность, описываемого вращающимися крыльями, круга, или кругового кольца ¹⁾.

Фиг. 638. Обозначения:

$\rho = \frac{\gamma}{g}$ — масса 1 м³ воздуха [кгм⁻³сек⁻²]; $\rho \approx \frac{1}{8}$,
 F_1, F_2, F_3 — лучевые поперечные сечения [в круговом кольце] перед колесом, в самом колесе и позади его [м²].
 v_1, v_2 — соответствующие скорости [м/сек].

В таком случае, масса воздуха, отдающая работу в течение 1 секунды составит: $\rho F_1 v_1 = \rho F v = \rho F_2 v_2$. Вследствие задержки воздуха в колесе, $v < v_1$; $F > F_1$. Живая сила притекающего в 1 сек. воздуха будет $\rho F v_1^3 : 2$.

Некоторая часть воздуха, притекающего к колесу, в поперечном его сечении F' , скользя по расположенным там подвornым поверхностям, уходит не волю в неиспользованном виде.

Осевое давление на колесо $P = \rho F v (v_1 - v_2)$ и мощность воздуха на идеальном (без потерь) колесе в тг/сек $L = P v = \rho F v^2 (v_1 - v_2)$. На основании падения живой силы определяют отдачу энергии $L = \rho \cdot F \cdot v (v_1^2 - v_2^2) / 2$. Следовательно: $v = (v_1 + v_2) / 2$; $v_2 / v_1 = \sqrt{1 - P / q F} = \alpha$, где $q = \rho \cdot v_1^2 / 2$, давление на 1 м² подвornой поверхности.

Мощность $L = P v$ достигает наивысшего значения для $v_2 = v_1 / 3$

$$L_{\max} = 0,296 \rho F v_1^3.$$

Отношение осевого давления P на колесо к давлению напора на поверхности, описанную вращающимися крыльями колеса, представляет собою коэффициент нагрузки $b = F' / q F$. Для L_{\max} , $b = 0,889$. Фиг. 639.

При идеальном (без потерь) колесе отношение мощности ветра к количеству энергии, притекающему к колесу, в поперечном его сечении F , представляет собою коэффициент полезного действия колеса

$$l = \frac{L}{\rho F v_1^3 / 2}; l = b \eta_0; l_{\max} = 0,5926.$$

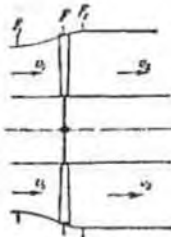
(Фиг. 640).
 Теоретически возможный коэффициент полезного действия будет:

$$\eta_0 = \frac{\rho F_1 v_1^3 / 2}{\rho F v_1^3 / 2} = \frac{F_1}{F} = \frac{v}{v_1};$$

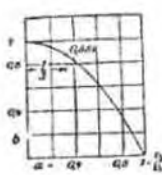
$$\eta_{0\max} = 0,607.$$

Фактически достигнутый коэффициент полезного действия $\eta = 2 L_e / \rho F v_1^3$ при чем L_e здесь обозначает торможение на оси колеса

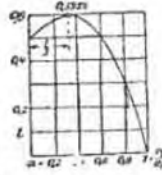
¹⁾ Мю и. О воздушных винтах, приводимых в действие воздухом. — Н о Г. Теория идеального ветряного двигателя. Z. f. Flugtechn. u. Motorluftschiff. 1920. Heft 15. — P f l e i d e r. Применение элементарной теории турбин к расчету ветряных колес. Z. f. ang. Math. u. Mech. 1921, стр. 180. Кроме того, Отдел Механики, том I.



Фиг. 638.

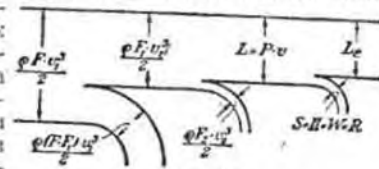


Фиг. 639.



Фиг. 640.

в тг. Потеря мощности, с исходящим позади колеса воздухом, состоит из следующих обозначения различных потерь энергии, а именно: S — потеря, сопряженная с упором ветра в кромки крыльев на лобовой их поверхности, H — потери от трения на поверхности крыльев, W — вихревые потери и R — потери от трения в подшипниках.

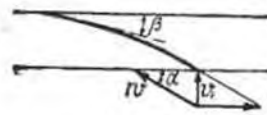


Фиг. 641.

Необходимая поверхность крыльев. На основании относительной скорости w воздуха, по направлению ко внешней кромке крыльев, определяют напор его на 1 м² поверхности, $q = \rho w^2 / 2$.

Слабшая всего напорного давления, параллельного оси колеса, будет: $P = k q \sin \alpha$; $k \approx 1$ и зависит от формы крыльев. Отсюда выводится потребная поверхность крыльев, т.е. проекция ее на плоскость, перпендикулярную к оси колеса:

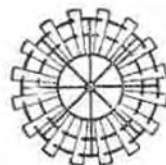
$$f = \frac{2 P}{k \rho w^2 \sin \alpha}.$$



Фиг. 642.

Для ветряных турбин окружная скорость $u = 1,5$ до $1,8 v_1$, для четырехкрылых ветряных двигателей: $u \approx 4 v_1$.

Для ветряных турбин ¹⁾ типа, изображенного на фиг. 643, выполнялось $f = 0,4$ до $0,45 F$, при более ранних конструкциях брали $f \approx 0,85 F$ и более, 4 крыла ветряного двигателя Гигант ²⁾, имеют $f \approx 0,3 F$, и наконец, при 5 или 6 крыльях сист. Кумме $f \approx 0,25$ до $0,3 F$.



Фиг. 643.

Строительные конструкции колес.

С малым числом крыльев (от 4 до 6), доходящих почти до самой оси. Выполняются при ветряных двигателях заводом Акц. О-ва Ветрия. двигателей, в Берлине, при ветряных двигателях Гигант, по Schitte, при двигателях сист. Кумме ³⁾. Имеют, сравнительно, небольшую поверхность крыльев. Между крыльями получается много свободного места для выхода отработавшего воздуха.

С большим числом крыльев, распределенных на одной кольцевой поверхности. Крылья прикреплены к колесу. Изгиб крыльев, в силу воз-

¹⁾ Сокращение числа крыльев, по сравнению со старыми конструкциями, кроме уменьшения веса и экономии в материале, имеет также и некоторые положительные результаты опыта, производившихся над ветряными двигателями — весьма немного. Выводы вышеупомянутых формул хорошо согласуются с опытными данными, полученными путем испытания ветряных турбин с уменьшенной поверхностью крыльев.

²⁾ E. T. Z. 1922, стр. 282.

³⁾ Lubow sky. Небольшие ветряные силовые установки для заморских стран, E.T.Z. 1925, стр. 948.

растущей к периферии окружной скорости, в различных поперечных сечениях таковых не одинаков. Угол β на внутренней окружности $\approx 42^\circ$, а на наружной $\approx 14^\circ$. Угол α зависит от относительной скорости w воздуха. Вокруг оси колеса образуется кольцевое пространство, радиуса $\approx 1/3$ диаметра его, свободное от крыльев, как малоактивная поверхность. Материалом для изготовления крыльев служат оцинкованная листовая сталь. Большой крутящий момент при пуске. Колесо-Геркулес Объединенного завода ветряных турбин в Дрездене изображено на фиг. 643.

Таблица 2. Ветряные колеса Геркулес.

Диаметр колеса D , пропуск крыльев f , число оборотов в минуту n , мощность колеса (PS) N , при скорости ветра v_1 .

D м	f м ²	n			N			D м	f м ²	n			N		
		v_1 м/сек	5	7	8	5	7			8	v_1 м/сек	5	7	8	5
2,5	2	72	86	98	0,36	1,0	1,4	7,5	16,5	23	30	36	3	8	12
3	2,8	64	75	85	0,5	1,4	2	8	18,5	21	27	32	3,5	9	14
3,5	3,9	50	60	70	0,7	2	3	8,5	20,9	20	24	29	3,8	10	15
4	4,8	42	52	64	0,9	2,4	3,5	9	23,7	19	23	28	4,2	11,5	17,5
4,5	6,3	40	50	60	1,1	3,1	4,6	10	29,3	18	22	27	5	14	21,5
5	7,3	36	45	54	1,3	3,6	5,3	11	35,2	17	21	26	6,3	17	26
5,5	9,2	34	42	51	1,7	4,5	6,7	12	41,5	16	20	24	7,4	20	30
6	10,4	31	38	46	1,9	5,1	7,6	13,5	53	13	16	20	9,5	26	39
6,5	12,6	29	36	44	2,3	6,2	9,2	15	66	10	13	15	12	32	48
7	14	25	32	40	2,5	7	10								

Самодействующая установка ветряных колес по направлению ветра.

Установка щитом. Главный щит I автоматическим путем занимает положение по ветру, вращает все „основание“, покоящееся в верхней части башни на шаровых подшипниках, и устанавливает колесо против ветра. Простое устройство. Быстрая установка. Фиг. 644.

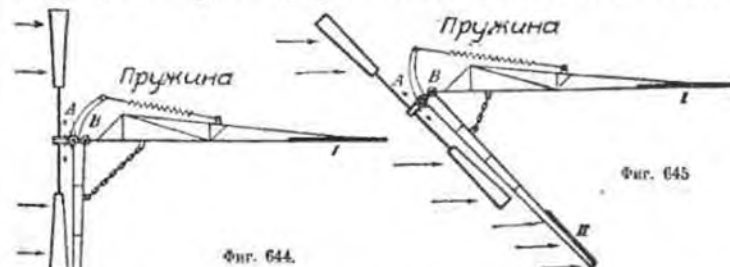
Установка розеткой с крыльями, которая вращает колесо, или вернее, всю верхнюю надстройку башни, вокруг соединенного с нею зубчатого обода или рельсового круга. Тяжелая передача. Медленная установка.

Установка посредством самого колеса. Колесо работает своей стороной, обращенной к башне. Конструкция завода Ventimotor. Простая установка. При этом, однако, ветер отчасти улавливается башней, расположенной перед колесом.

Регулирование ветряных колес (меры предосторожности против бури).

1. Регулирование путем открытия и закрытия колеса. Крылья, или плашки, очень сильным ветром устанавливаются под острым к его направлению углом. Эта система устарела, в связи с трудностью содержания в исправном виде болтов при колесах с большим числом крыльев. При четырех- и шестикрылых двигателях поворот крыльев вокруг их оси снова находит себе применение.

2. Регулирование посредством поворота всего колеса вокруг отвесной оси. (Фиг. 645). С частью двигателя, вращающейся в кольцевом подшипнике на верхней надстройке башни, соединяет боковой щит II.



Фиг. 644.

Давление ветра на сей последний стремится повернуть колесо вокруг оси A башни и поставить его в положение, параллельное направлению ветра. Напряжением особой пружины и давлением в зубчатой передаче, распространяющимся на работающее колесо, оно поворачивается обратно, против ветра. Такая регулировка оказывается еще действительной при скорости ветра ≈ 7 м/сек. При $v \geq 8$ м/сек она уже не достигает своего назначения, так как, в таком случае, колесо оказывается выведенным из ветра (фиг. 646)¹⁾. Вращающийся вокруг цапфы B, щит I остается неподвижным в направлении ветра. При включении колеса от руки, оно вместе с боковым щитом подтягивается проводочным кабелем к главному щиту, благодаря чему колесо, плоскость которого станет параллельна направлению ветра, будет повернуто к нему только самой незначительной своей поверхностью.

Число оборотов ветряного колеса, при одной и той же нагрузке, изменяется в связи с переменной скоростью ветра. Каждой скорости ветра соответствует особое, подходящее число оборотов.

Привязтие и накопление работы.

1. Отвесный кривошипный механизм получает движение от горизонтальной оси колеса. Между шатуном и штоком необходимо ввести соединение, которое допускало бы поворот колеса вокруг оси башни. Вес штока, через каждые 2—3 метра заключенного в направляющие, необходимо разгрузить.

2. Вертикальный вал приводится в движение посредством зубчатой передачи. Ветряное колесо при этом свободно вращается на наклонной оси с неподвижной цапфы в корпусе двигателя.

¹⁾ Liebe, Пределы использования силы ветра и экономическое значение таковой. Е. Т. Z. 1920, стр. 501.

3. Ременная передача на оси колеса применима только в том случае, если всю башню, вместе с колесом, можно поворачивать по направлению ветра.

Накопление заподученной работы машины производится применительно к поднятию грузов, наполнению водонапорных резервуаров, заготовке запасов сжатого воздуха и воды, но пока эти попытки не увенчались успехом.

Установка.

Нижняя кромка ветряного колеса должна на 2—3 м превышать вес, на расстоянии 200—300 м в окружности находящиеся, деревья, постройки и т. п.

Прирост скорости ветра в м/сек на каждый метр подъема ¹⁾:

Высота в м	2	3	10	20
	1	1	1	1
Увеличение скорости на 1 метр подъема, в м/сек . .	1,16	0,12	0,06	0,02

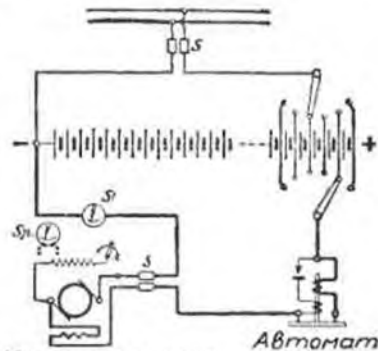
На этом основании, при установке ветряных двигателей на ровном месте, наиболее подходящей высотой следует считать $h \approx 16$ м над поверхностью земли. Башни устраивают деревянные, железные и железобетонные.

Применение.

1. Для водопроводных целей. а) Посредством водоподъемных (Архимедовых) винтов, при осушительных работах. в) При помощи поршневых насосов, при оросительных работах, и в качестве движущей силы на насосных станциях.

2. Для обслуживания трансмиссий сельскохозяйственных установок и небольших мастерских.

3. Для приводов от динамомашин ²⁾. Для выработки постоянного тока нормального низкого напряжения на SSW шунтовых машинах с обратной компаундной обмоткой и добавочными полюсами, в связи с коллекторной батареей (фиг. 647). Емкость последней обнимает потребность 4—5 суток. Между динамо и батареей необходимо установить выключатель автомат для предотвращения обратного тока.



Контактная динамо с обратной обмоткой

фиг. 647.

¹⁾ Закон о росте силы ветра в зависимости от высоты и установка ветряных турбин. Журнал „Погода“ 1920, выпуск 5 и 6.

²⁾ Liebe, Ветряное электричество, Берлин, Garsy, 1915.

IV. Паровые котлы.

В обработке проф. П. М. Соловьева (Москва).

О паровых котлах см. особо отд. Жел.-дор. Дела (III т.); о паровых котлах см. отд. Судовые Машины (IV т.); об отопительных котлах см. отд. Отопление (III т.).

При установке паровых котлов должны соблюдаться правила, издаваемые Народным Комиссариатом Труда.

Примечание. Надзор за котельными установками осуществляется через Техническую Инспекцию ИКТ, которая и выдает разрешения на установку в. к.

Величина котла определяется его поверхностью нагрева. Кроме того, для характеристики тех условий работы, для которых предназначен котел, дается рабочее давление пара в котле. Поверхностью нагрева — H_k называется та часть стенок котла, которая омывается с одной стороны горячими газами, а с другой — водой, при этом поверхность эта измеряется со стороны соприкосновения с газами.

Паропроизводительная способность, мощность котла, количественная характеристика котла зависит от его конструкции, от величины поверхности нагрева и размеров топки, от силы тяги и качества топлива. Характеризуется количеством воды, испаряемой в час на 1 м² поверхности нагрева, так наз. напряженным поверхностью нагрева $D: H_k$.

Напряжение решетки характеризуется количеством топлива, сжигаемого в час на 1 м² площади решетки $B: R$.

Коэффициент полезного действия котла η_k (качественная характеристика) есть отношение тепла, содержащегося в паре, отводимом из котла, к теплу топлива, израсходованного на паробразование (см. ниже разд. E, стр. 415). Коэффициент полезного действия котла в значительной степени зависит от ухода за топкой, правильного подбора размеров топки, условий тяги, напряжения и состояния котла. Значительные колебания нагрузки, а тем более полные остановки и последующие расстонки котла понижают коэффициент полезного действия, вследствие появления дополнительных потерь в окружающую среду и в продуктах горения. Выравнивание нагрузки котлов производится при помощи или аккумуляторов питательной воды или тепловых аккумуляторов (аккумулятор Рутса), в зависимости от характера колебаний нагрузки. При продолжительных уменьшениях нагрузки приходится прибегать к регулированию работы топок. Практически оптимальные значения коэффициентов полезного действия для стационарных котлов при работе на различных видах топлива даны в таблицах, стр. 1436.

¹⁾ Литература De Graaf, Wirtschaftliche Verwertung von Brennstoffen. 2 изд. Мюнхен и Берлин, 1921 г. Ользбургер. Langl, Berechnung der Dampfkessel, Aachen, 1919 г. Г. Л. Беденкер. Müllinger, Die Leistungssteigerung von Grossdampfkessele. Берлин, 1922 г. Ю. Спрингер; его же, Amerikanische und deutsche Grossdampfkessele, Берлин, 1923 г. Ю. Спрингер; его же, Hochdruckdampf, Берлин, 1924 г. Ю. Спрингер; его же, Das Dampfkesselwesen in den Ver. St. v. Amerika, Берлин, 1925 г. изд. Союз Техн. шк. Thoma, Hochleistungskessel, Берлин, 1921 г. J. Springer. Zeitschriften: Archiv für Wärmewirtschaft, Берлин; Fortschrittstechnik, Берлин. Z. d. V. d. I., Berlin. Z. d. Boyer. Rev. V. Muehlen. Z. Dampfk. Vers. Ges., Bonn. См. также отдельные приложения в трудах Müllinger, Berechnung und Verhalten von Wasserrohrkesseln, Берлин, 1926 г. изд. Ю. Спрингер.

При неравномерной нагрузке преимущество имеют котлы с большим водяным объемом.

Зона питания, ограниченная, с одной стороны, высшим, а с другой, низшим уровнями стояния воды в котле, должна быть при неравномерном расходе пара достаточно широка.

Паровое пространство служит сборником для пара и имеет кроме того, задачей отделить пар от механически захваченной последней воды. В котлах с небольшим паровым пространством устраниваются, в целях получения возможно сухого пара, особые сухопарники, из которых и производится обычно отбор пара. Для предупреждения большой влажности пара прибегают часто к вводу паросторной трубы в паровое пространство. В таком случае отверстия в паросторной трубе, круглые или целесообразные, делают только сверху. Площадь поперечного сечения паросторной трубы, а также и суммарная площадь отверстий в последней, делается равными двойной площади прохода в главном запорном вентиле. Степень влажности пара зависит от нагрузки парового пространства при обычных напряжениях поверхности нагрева; влажность пара обычно не превышает 0,5%. При повышенных нагрузках может получаться влажность значительно большая, на что, между прочим, надо рассчитывать при выборе размера пароперегревателей.

Установка котлов. Стационарные котлы устанавливаются обычно в особых котельных помещениях с легкими, по закону, покрытиями, при чем, от передней стены здания до котлов обычно оставляется свободное пространство не менее 3 м ширины, для удобства обслуживания.

Относительно правил установки котлов под или над зданиями помещениями см. § 16 Права НКТ, стр. 474.

Выбор типа котла обуславливается размерами и характером паропотребления, требуемым или наиболее выгодным давлением пара, родом топлива и условиями питания котлов водой. Стоимость котла сама по себе не может еще являться решающим фактором при выборе типа котла. Повышенная стоимость котлов высокого давления окупается той экономией, которая связана с применением пара высокого давления.

При заданном расходе пара величина поверхности нагрева может быть, в первом грубом приближении, подсчитана, основываясь на средних нормах паропроизводительной способности котлов различных типов (см. таблицу 1, стр. 382, таблицу 2, стр. 388 и таблицу 3, стр. 391), при чем нужно привнимать во внимание размеры участка земли, располагаемого для установки котлов. Не должна упускаться из виду также стоимость эксплуатации, главным образом в отношении ухода, подачи топлива, вывоза золы и шлаков, чистки котлов, а также текущего ремонта топов и обмуровки котлов.

Конструкция котла должна обеспечивать возможно лучшее использование тепла, получаемого при горении топлива в топке. Для этого необходимо, чтобы начальная температура продуктов горения была возможно более высока, а конечная — возможно более низка. При высокой начальной температуре газов создаются лучшие условия теплопередачи, а следовательно, и более низкая температура отходящих газов. При естественной тяге температура газов может быть понижена до 180°, при

искусственной — до 150° и ниже, понижать температуру отходящих газов экономнейзером выгоднее, чем увеличением поверхности нагрева котлов. Экономейзеры дают тем большую экономию, чем ниже начальная температура питательной воды (обычно около 35°), так как высший предел нагрева питательной воды всегда ограничен. При возможности использования отработанного пара от паровых двигателей для подогрева питательной воды, что выгодно влияет на коэффициент полезного действия этих двигателей, водяные экономейзеры обычно становятся излишними. Тогда вместо водяных экономейзеров должны применяться воздушные. Подогретый воздух направляется в топку или используется каким-либо иным способом. Необходимое условие в первом случае — приспосабливание топки и топочного пространства к повышенной, благодаря введению подогретого воздуха, температуре горения. Практического опыта и экспериментальных данных в этом отношении еще мало¹⁾. Повидимому наиболее благоприятные условия в этом случае получаются при сжигании топлива в виде пыли²⁾.

А. Типы котлов.

Ниже приняты следующие обозначения:

- F — занимаемое котлом место на 1 м² поверхности нагрева в м²,
 J_w — водяной объем на 1 м² поверхности нагрева в л,
 J_d — объем парового пространства на 1 м² поверхности нагрева в л,
 D — площадь зеркала испарения на 1 м² поверхности нагрева в м²,
 $\frac{D}{H_h}$ — напряжение поверхности нагрева в кг на 1 м² и час,
 $D: F$ — паропроизводительность на 1 м² занимаемой площади в кг.

а) Котлы с большим водяным объемом.

Употребительны для установок малого и среднего размера. Для крупных установок не подходящи, вследствие малого предельного размера отдельных единиц и большой величины удельной площади занимаемого места.

При хорошей тяге допускают довольно высокую паропроизводительность, даже и при большой неравномерности в отборе пара, так как имеют большой водяной объем и большую емкость питательной зоны (табл. 1 стр. 382, J_w), что обуславливает возможность аккумуляции значительных количеств тепла. Обладают хорошей общей теплопередачей, так как большую часть поверхности нагрева составляет поверхность жаровых труб (первый газход), окруженных полностью водой. Получающаяся внешняя потеря тепла тоннами не велика при помещении топок внутри жаровых труб. Предельные размеры решеток при этом, однако, ограничены (длина не более 2,2 м), вследствие чего в таких случаях можно применять лишь высококоценное топливо. Для применения низкосортного топлива требуются выносные топки. Чистка внутренней поверхности котла и дымо-

¹⁾ Loschge. Versuche mit Versuch-Treppenrosten und Luftverwärmung an einem Dampfkessel für Rohbraunkohle. Archiv f. Wärmew. 1926 г. стр. 38 и след.
 Ответ об опытах сжигания мелкого Подмосковного угля на мелких решетках с горючим дутьем на Гос. Каменноугольн. Эксп. Станции. Теплотехн. № 2 № 5 (7), 1925 г.

²⁾ Ohlmüller. Die Rückwirkung neuzeitlicher Wärmewirtschaft im Kraftwerkbetrieb auf Kessel und Feuerung. Feuerungstechnik, Jahrg. XIII, Heft 24.

ходов производятся сравнительно просто. Даже и при плохих качествах питательной воды особых затруднений в эксплуатации, благодаря этому не создается.

Предельные размеры ограничены: не более 120 м² поверхности нагрева. Пределы рабочего давления также ограничены: не более 15 ат из-за, так как при более высоких давлениях, вследствие большой толщины стенок, котлы получаются очень тяжелыми и дорогими.

Расходы на ремонт топок, при внутренних топках, и на поддержание в исправности обмуровки, простой по конструкции и не подверженной в большей своей части, действию высоких температур, не велики.

Недостатком котлов этого типа являются, однако, большие размеры площади занимаемого места. (Таблица 1, F). Этот недостаток, не устраняемый даже и при сдавливании таких котлов (комбинированные котлы, см. стр. 385), ведет к тому, что всякая возможность применения котлов с большим водяным объемом в крупных установках совершенно исключается, так как иначе котельные получались бы огромными по занимаемой площади, дорогими и неудобными с точки зрения общего надзора. Механизация подачи топлива, и в особенности золоудления, крайне затруднена, что ведет к необходимости держать при котельной большой и дорогой штат вспомогательных рабочих.

Вес котла можно приблизительно определить, прибавляя от 20 до 25% на накладки, закрой швов, закладочные головки, анкеры, и т. д. к весу его корпуса, вычисляемому по основным размерам последнего.

Таблица 1. Характеристики котлов с большим водяным объемом.

Тип котлов	F (м ²)	J_w (л)	J_d (л)	G (м ³)	$\frac{D}{H_k}$ (kg/m ² /h)	$\frac{D}{F}$ (kg)
Одножаротрубные . . .	0,5—0,7	200—250	75—90	0,25—0,3	20—25	40
Двужаротрубные . . .	0,45—0,50	180—220	80—100	0,22—0,3	22—28	45
Комбинированные: двужаротрубные с 2-мя паровыми пространствами . . .	0,22—0,24	170—180	80—100	0,2	20—22	100
с 1-м паровым про- странством . . .	0,25	220—225	40—50	0,1	20	80
жаротрубный внизу, трубчатый сверху: с 2-мя паровыми пространствами . . .	0,15	100—110	30—35	0,075—0,1	18—20	120
с 1-м паровым про- странством . . .	0,125	120—125	20—25	0,041—0,05	18	140

Одно- и двужаротрубные котлы. Ходовые размеры: одножаротрубные от 3,3 до 80 м², двужаротрубные от 60 до 120 м² поверхности нагрева. Обмуровка согласно нижеприведенным чертежам. Изолирующие воздушные прослойки в кирпичной кладке полезны, как понижающие потерю

тепла в окружающую среду, однако, постольку, поскольку они не уменьшают прочности обмуровки. Целесообразно прослойки эти закладывать инфузорной землей. Жаровые трубы предпочтительнее волнистые или гладкие с креплением по типу Адамсова. Обмурованы котлы на чугунные подставки, при этом котлу дается небольшой наклон в сторону фронта.

Если обозначить через D диаметр в мм корпуса (бочки) котла, а через d — диаметр в мм жаровой трубы, в самом широком месте, то

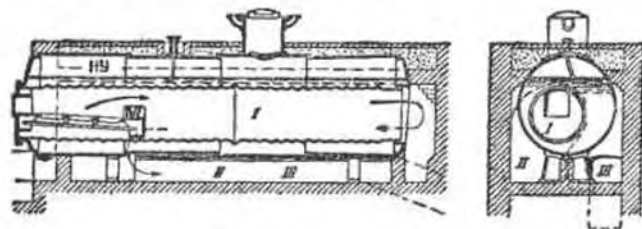
для одножаротрубных котлов $d = 0,5 D$ (при волнистых жаровых трубах несколько больше),

для двужаротрубных котлов $d = 0,5 D - 250$ до $0,5 D - 300$ мм.

Наибольший диаметр гладкой жаровой трубы 900 мм, то же для волнистой 1300 до 1400 мм; наименьший употребительный диаметр гладких жаровых труб: для одножаротрубных котлов 500 мм, для двужаротрубных котлов 600 мм; наименьший диаметр для волнистых жаровых труб 750—800 мм. Наибольший диаметр бочки для одножаротрубных котлов 1800—2000 мм. Наибольший диаметр бочки для двужаротрубных котлов 2400 мм, наименьший же 1800 мм. Днища бочки и сухопара обычно выпуклые, реже плоские с анкерами. Гладкие или ступенчатые жаровые трубы дороги в изготовлении и чересчур жестки; последнее может повести к появлению трещин на бортах днищ.

Одножаротрубные котлы. Жаровая труба располагается не центрально, в целях большей доступности внутренности котла и лучшей циркуляции воды.

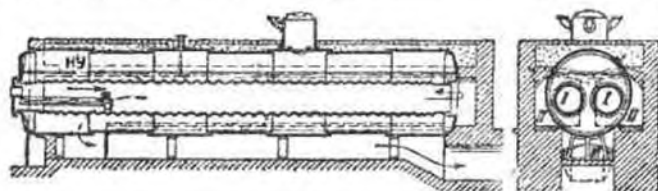
Газоходы: 1-й ход в жаровой трубе, 2-й и 3-й ходы по бокам (фиг. 648) или 1-й — жаровая труба, 2-й — под котлом, 3-й по бокам. Опорные подставки должны располагаться так, чтобы они не препятствовали чистке дымохода. В нижней части переднего днища должен быть устроен газ, а внутри котла путевая шина.



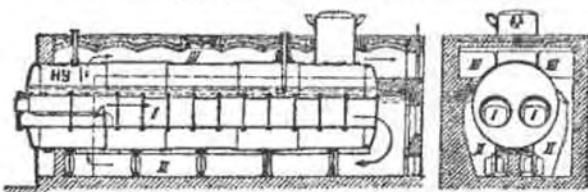
Фиг. 648. Одножаротрубный котел

Двужаротрубные котлы. Газоходы большей частью по фиг. 649 или: 1-й ход жаровые трубы, 2-й — под котлом и 3-й — по бокам, реже с верхним ходом по фиг. 650. При наличии верхнего дымохода шар получается более сухой, однако, при этом требуется внимательный надзор за обмуровкой; при неисправности последней в верхний газоход могут попасть слишком горячие газы, что может повести к перегреву стенок котла в области парового пространства, а следовательно, в луч-

шем случае к порче котла, а в худшем, к взрыву. Для повышения качества пара лучше ставить особые пароперегреватели, которые располагаются в потоке дымовых газов непосредственно на жаровых трубах

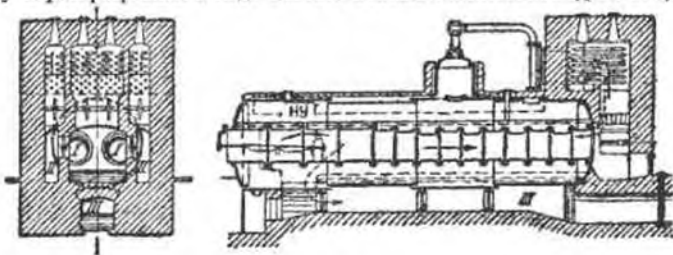


Фиг. 649. Двужаротрубный котел с водными трубами.



Фиг. 650. Двужаротрубный котел со ступенчатыми жаровыми трубами и верхним дымоходом.

Если пар из котлов предназначен для паровых двигателей, то установку пароперегревателя надо считать вообще обязательной (фиг. 651).

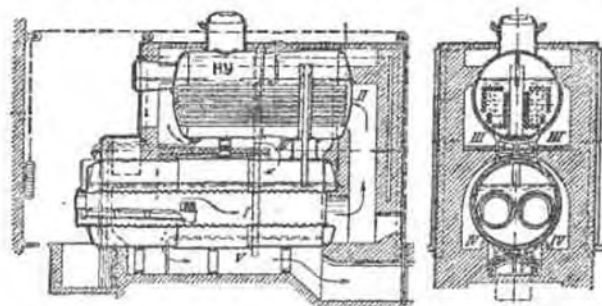


Фиг. 651. Двужаротрубный котел со ступенчатыми жаровыми трубами и пароперегревателем.

Трехжаротрубные котлы. Такого типа котлы встречаются редко и в настоящее время не строятся.

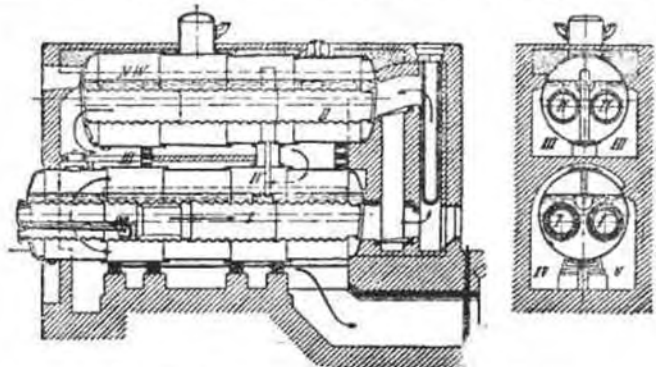
Комбинированные котлы. Комбинированные котлы применяются только в случае недостатка места для установки одноварных котлов с большим водным объемом, так как никаких других преимуществ перед последними не имеют, а обходятся между тем дороже как в постройке и установке, так и в уходе. В конструктивном отношении комбинированные котлы представляют большое разнообразие.

Жаротрубный котел внизу, трубчатый вверху с отдельными жаровыми пространствами, как в нижнем, так и в верхнем барабанах. Прогарные трубки (фиг. 652) требуют частой очистки от сажи



Фиг. 652. Комбинированный жаротрубно-трубчатый котел.

и летучей золой; очистка котла от накипи внутри затруднительна. Паропроизводительность на единицу поверхности нагрева не велика, так как при внутренних топках нельзя иметь решетку достаточно больших размеров из соображений удобства и надежности ее обслуживания. Во избежание течи в трубной решетке, последняя должна поддерживаться всегда



Фиг. 653. Комбинированный двойной жаротрубный котел.

достаточно чистой от накипи. Употребительное направление газов: жаровые трубы нижнего котла — жаровые трубы или прогарные трубки верхнего котла — под верхним котлом — под нижним котлом. Употребительный диаметр прогарных трубок 80 до 90 мм. Общая площадь поперечного сечения прогарных трубок 0,13 до 0,12 от площади решетки. Следствием такого невыгодного соотношения является большое сопротивление

котла. Недостаток этот не устраним по чисто конструктивным причинам. Соединение верхнего котла с нижним преимущественно одним штуцером; помимо того, под верхней котел ставятся балямки.

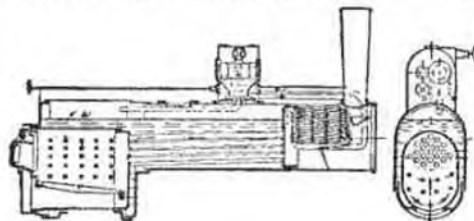
Двойной жаротрубный котел с отдельными паровыми пространствами в нижнем и верхнем котлах (фиг. 653).

Стандарты для жаротрубных котлов и принадлежностей к ним. В настоящее время в Германии поставлен на очередь вопрос о выработке, как стандартного сортамента для жаротрубных котлов, так и стандартных типов обмуровки последних. Имеются уже нормы для одножаротрубных котлов с поверхностью нагрева от 15 до 50 м² для рабочего давления от 8 до 15 ат вкл., а также для двухжаротрубных котлов с поверхностью нагрева от 50 до 150 м² для рабочего давления от 8 до 15 ат вкл.; выработаны также нормы топок и принадлежностей к этим котлам.

В СССР делаются также попытки стандартизации котлостроения. Начало этому положено на II-м Всесоюзном Тепло-техническом Съезде в 1925 году, согласно резолюции которого образована Межгосударственная комиссия по котлостроению, которой поручена выработка стандартов для различных типов котлов, а также технических условий на материалы, употребляемые в котлостроении.

б) Котлы трубчатые.

Как правило выполняются с огневой коробкой, в которой располагается топка (фиг. 654). По выходе из огневой коробки газы проходят по дымогарным трубкам. Обмуровка обычно отсутствует, так как поверхность нагрева образована внутренними частями котла. Трубчатые котлы находят себе применение, главным образом, в локомотивах (как в подвижных, так и стационарных), в паровозах и в судовых установках, а за последнее время также часто в комбинациях с печами специального назначения.



Фиг. 654. Трубчатый локомотивный котел зав. R. Wolf and Co в Магдебурге.

для использования тепла отходящих из последних газов (фиг. 655 и 656). Преимущество трубчатых котлов в этом случае заключается в отсутствии прососа воздуха, неизбежного в большей или меньшей степени в котлах с кирпичной обмуровкой; газам в этих случаях необходимо давать большую скорость, а это и свою очередь вызывает необходимость работы с большими разрежениями. Общий вес котла с водой сравнительно не велик. Вследствие малого водного объема такие котлы быстро растапливаются. Поэтому применимы преимущественно в случаях кратковременной работы с частыми перерывами.

Особенно удобны для мелких и средних паро-силовых установок, так как машину можно поместить без особого фундамента непосредственно

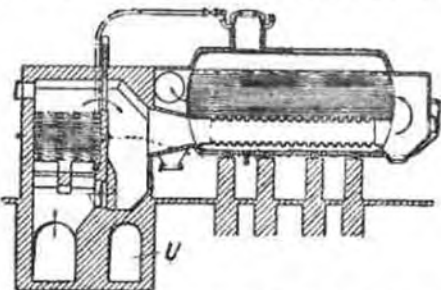
на котле. Вся установка получается в таком случае очень компактной и экономичной по расходу пара, вследствие отсутствия дымных паропроводов. Чистка внутренней поверхности котла однако затруднена — облегчается при выдвижной жаровой части (фиг. 657).

Загрязнение накипью котла ведет к течам в местах развальцовки труб, трещинам в трубной решетке, выпучиванию в огневой коробке и т. п. Поэтому необходимо применять мягкую воду для питания и чаще чистить котел внутри.

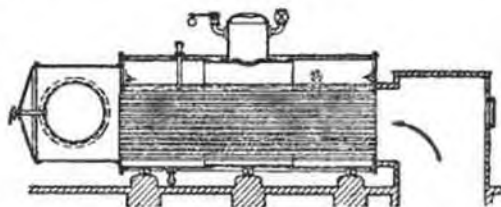
Горизонтальный тип:
1. С внешней толкой под котлом. Малоупотребительны. При неизбежных скоплениях илстых осадков в нижней части бочки котла, обогреваемой самыми горячими газами, появление выпучиваний в этих местах обычно. Прогарные трубки располагаются двумя пучками с промежутком между последними, в целях большей доступности трубок для чистки. Число трубок берется возможно большее, однако при этом необходимо иметь в виду доступность трубок для очистки от накипи.

Обмуровываются обычно следующим образом; топка и 1-й ход под котлом, 2-й ход трубки, 3-й ход по бокам.

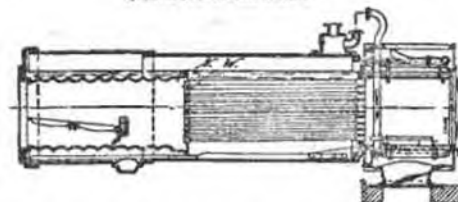
2. С внутренней толкой и пролетными трубками. Употребительный диаметр трубок от 45 до 60 мм при длине от 2000 до 2500 мм. Суммарное живое сечение трубок от 0,16 до 0,20 от площади решетки. Пароперегреватель располагается в дымовой



Фиг. 655. Котел завода A. Borsig, Berlin—Tegel, 330 м², 12 ат (приблизительно в 1:230 н. в.) для использования тепла отходящих газов из печей специального назначения.



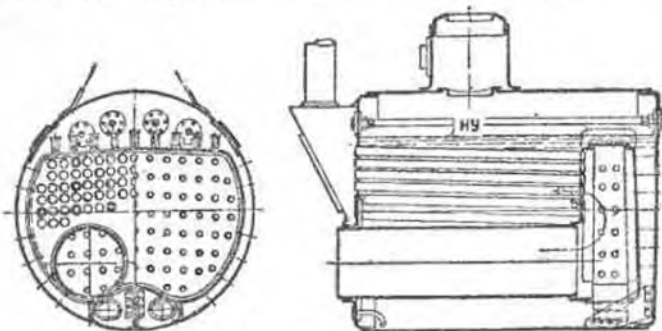
Фиг. 656. Котел завода A. Borsig, Berlin—Tegel, 220 м², 12 ат (приблизительно в 1:150 натуральной величины) для использования тепла отходящих газов из печей специального назначения.



Фиг. 657. Локомотивный котел с выдвижной жаровой частью завода H. Lanz, Mannheim, 44 м² поверхности нагрева, 12 ат (прибл. 1:100 н. в.).

коробке (фиг. 657). При установке пароперегревателя дымоварные трубы делаются короче, (1400—1600 мм), в целях получения более высокой температуры газов в дымовой коробке и, следовательно, более интенсивного действия пароперегревателя.

3. С внутренней тонкой и оборотными трубками. Идут главным образом для мелких судовых котлов (для речных пароходов, Т. IV) с поверхностью нагрева до 100 м² (фиг. 658).



Фиг. 658. Оборотный судовый котел зав. Metzger, Waige.

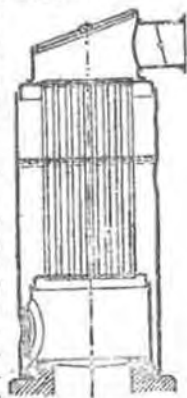
Таблица 2. Основные характеристики трубчатых котлов.

Типы котлов	F (м ²)	J _ш (л)	J _d (л)	θ (м ³)	D		
					H _k	F	
					(кг/м ² /л)	(кг)	
Трубчатые котлы с внешней топкой под котлом	0,2—0,3	70—80	40—50	0,06—0,06	15—18	75	
Вертикальный тип Топка с огневой коробкой	с пролетными трубками	0,25—0,3	110—130	20—30	0,125—0,15	17—22	80
	с оборотными трубками	0,2—0,25	100—120	50—60	0,125—0,15	18—20	100
	с поперечными клапильными трубками	0,15—0,3	75—100	50—75	0,1—0,15	15	100
	с пролетными трубками	0,06—0,1	50—90	20—25	0,06—0,1	12	200

Вертикальный тип. Употребительны как для стационарных, так и для подвижных, главным образом, мелких установок; для небольших красильных фабрик, лабораторий, прачечных и т. п., в горном и строи-

тельным делом, а также для подвижных кранов. Поверхность нагрева до 20 м². Рабочее давление такое же, как и в котлах с большим водяным объемом.

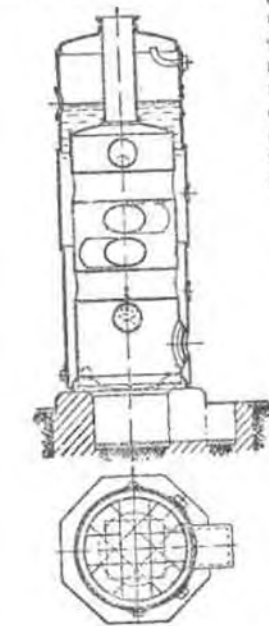
В стационарных установках следует обращать внимание на то, чтобы топка была хорошо доступна для чистки и топочные дверки расположены достаточно высоко над полом, в целях большего удобства обслуживания. Последнее достигается постановкой котла на особый цоколь, который одновременно может служить зольником. На уровне верха огневой коробки, на уровне нижнего стояния воды в котле, и в нижней части корпуса котла делаются люки для чистки. Пароперегреватель может быть поставлен или в борне, или непосредственно над дымоварными трубками. Дымоварные трубы укрепляются развальцовкой с отгибом борта (во крайней мере со стороны



Фиг. 659.

огневой коробки). Нижнюю часть огневой коробки, которая больше всего загрязняется осадками шла и накипи, следует защищать от сильного нагрева футеровкой из огнеупорного кирпича. Чугунное кольцо, которое обычно подкладывается под котел, служит для уменьшения напряжения на смятие кирпичного фундамента, а кроме того и опорой для колосников. Кольцо это предохраняет также ишжие кромки корпуса и огневой коробки от растрескивания, которое может вытекать течью в люках или грунтовой сыростью (последнее в особенности при длительных перерывах в работе).

1. С внутренней топкой и пролетными дымоварными трубками (фиг. 659). Трубные решетки, обычно плоские; трубки и верхнюю трубную решетку нужно чаще очищать от сажи и летучей зола, для чего в дымовой коробке должно всегда быть отверстие (с крышкой).



Фиг. 660.

В особенности следует обращать внимание на очистку от накипи и осадков шла нижней трубной решетки (либо огневой коробки). В верхних концах дымоварных трубок, где трубы проходят через паровое пространство, целесообразно

вставить особые циркуляторы, если есть достаточно сильная тяга; этим трубки предохраняются от разведения со стороны пара.

2. С внутренней тонкой и поперечными киятяжильными трубками (фиг. 660). Имеют сравнительно большой водяной объем и широкую зону питания, удобно чистятся; приближаются таким образом, по преимуществам к котлам с большим водяным объемом. Помимо нормальных люков для чистки, имеются люки против каждой питательной трубы. Защита путем вставной трубы той части газоотводящей трубы, которая лежит в паровом пространстве и здесь желательна. Крышка огневой коробки и верхнее днище котла делаются и плоскими, и выпуклыми. Плоские днища более упруги¹⁾. В СССР большое распространение из котлов данного типа имеют котлы системы инженера Шухова завода „Парострой“ в Москве. Изготавливаются размером до 40 м².

с) Водотрубные котлы.

Газы омывают трубки, заполненные водой. Образование поверхности нагрева из труб малого диаметра обуславливает компактность котла; от 5 до 15 и более м² поверхности нагрева на 1 м² площади пола. Хорошо комбинируются с водными и воздушными экономизерами, которые иногда удобно располагаются над котлами (горизонтально-водотрубными). Имеют преимущества даже и при небольших размерах — при высоком рабочем давлении и при отсутствии резких колебаний в отборе пара. Предельный размер котла обуславливает и в каждом частном случае предельными размерами тонки. При механических толках для твердого кускового топлива — не более 750 м². При толках для жидкого, газообразного и пылевидного топлива — значительно больше (до 3000 м² и больше). Выбор размера отдельных единиц производится в зависимости от общих размеров установки и рода топлива, считается с необходимостью резерва в 20—30% от числа котлов. Нормальная паропроизводительность 25—30 кг/м²/час, если это оказывается выгодным. Любое рабочее давление, до 100—125 ат (для центральных электрических станций, например, наиболее удобным является рабочее давление около 35 ат). Водяной объем сравнительно мал, поэтому, при резких кратковременных колебаниях в отборе пара приходится комбинировать с тепловыми аккумуляторами. С другой стороны, благодаря малому запасу воды, быстро растапливаются и быстро выводятся из работы, при соответствующих качествах топок; поэтому в особенности пригодны для удовлетворения внезапной надобности. Большое преимущество в последнем случае представляют: искусственная тяга, дутье и пылевидное сжигание. Особое внимание должно уделять вопросу об устройстве опор. Вес котла должен восприниматься металлическим каркасом, надежно защищенным в соответствующих местах от действия жара.

Необходимо тщательное исполнение обмуровки и крепление плоских стенок последней. При комбинировании с топками нужно всегда предусматривать точечное пространство достаточных размеров, для обеспечения полноты горения летучих составных частей топлива, и возможно большую прямую отдачу тепла лучепосланием, поскольку последнее не

грозит недопустимым понижением температуры в топке¹⁾. Легко и просто комбинируются с топками всех типов. Для футеровки точечных камер нужно употреблять огнеупорные материалы высшего качества, кладку выполнять с тонкими швами и своды опирать на солидные пилы.

Очень важна хорошая циркуляция воды во всех частях котла, в особенности в период растопки, так как в противном случае в верхних барабанах появляются значительные дополнительные напряжения, вследствие неравномерных температурных деформаций. Зеркало испарения, т. е. поверхность выхода пузырьков пара из воды, должно быть достаточно высоко, но забегание уноса воды паром при сильном бурлении.

Таблица 3. Основные характеристики водотрубных котлов.

Типы котлов	V м ³	$J_{\text{те}}$ 1	z_d 1	O м ²	$\frac{D}{H_k}$ кг/м ² /ч	$\frac{D}{P}$ кг
Двухкамерный с одним барабаном	0,125—0,15	50—75	25—40	0,075—0,1	20—22	150
Двухкамерный с двумя барабанами	0,075—0,15	75—100	30—50	0,1—0,15	20—25	250
Котлы высокого напряжения и вертикальные водотрубные	0,075—0,5	35—60	15—20	0,02—0,03	30—50	400
Котлы без водяных камер и без барабанов	0,07—0,1	25—30	15—20	0,02—0,025	12—14	175

Отложение накипи в трубах быстро ведет к порче последних (выпучины, трещины), поэтому питание обязательно очищенной водой или лучше конденсатом, где это возможно. Загрязнение трубок сварки сажей и летучей золой понижает экономичность работы котла и поэтому должно предупреждаться соответствующим устройством топки и газоходов, а также регулярной обдувкой трубок. Последнее следует производить перегретым паром или воздухом. При размещении водотрубных котлов в котельном помещении необходимо предусматривать возможность смены труб. Те места котла, где можно ожидать появления течи, должны быть доступны для осмотра, если не во время работы котла, то во всяком случае во время перерывов. При многозольном топливе в местах схождения летучей золы необходимо устраивать сборные карманы достаточных размеров.

Основные типы водотрубных котлов:

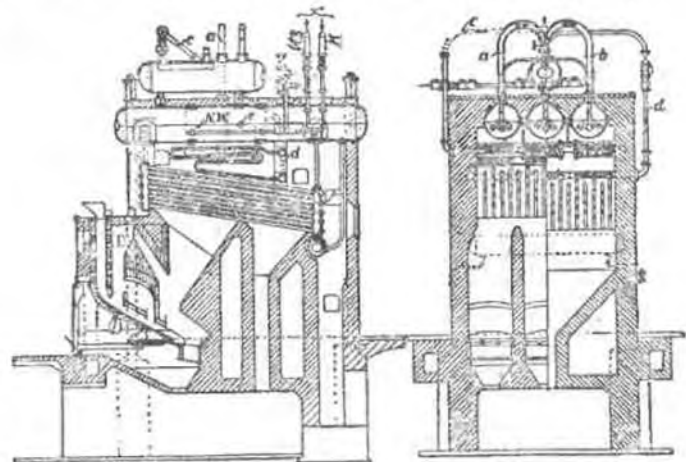
Горизонтальные (с небольшим наклоном труб): камерные и секционные.

Вертикальные—(с большим наклоном труб): с прямыми и изогнутыми трубами. В последнем случае получается очень эстетичная конструкция, но затрудняется чистка труб.

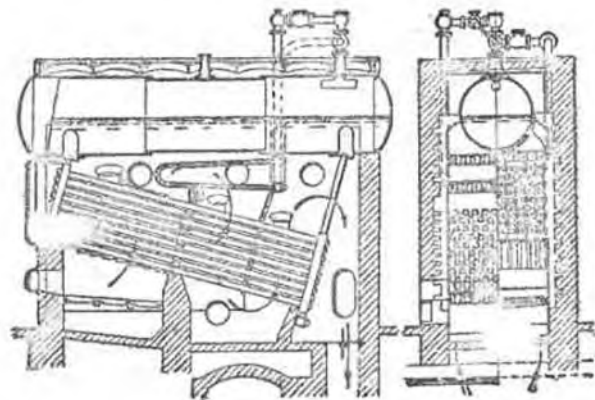
1. Горизонтально-водотрубные котлы. При рабочем давлении не выше 6 ат, при диаметре трубок не выше 100 мм в свету и при

^{1) Mänzingger. Die Leistungssteigerung von Grossdampfesseln, Berlin, 1922. Изд. J. Springer, стр. 14, а также указания, данные в разделе Е о толках, стр. 416.}

отсутствии обогрева горячими газами верхнего барабана, могут стать под влиянием помещенных (ст. 5 Правил Н. К. Т., см. стр. 479).



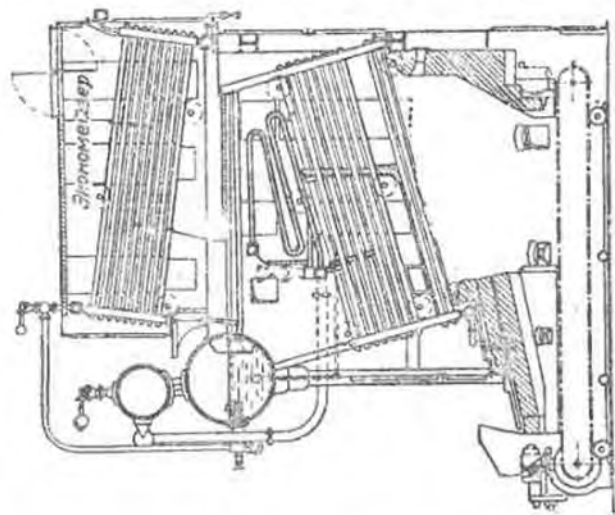
Фиг. 661.



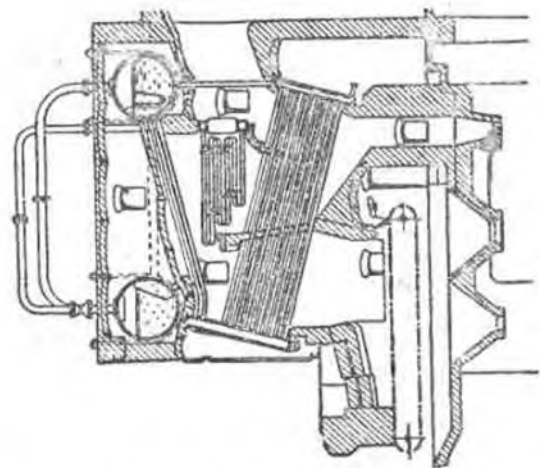
Фиг. 662.

До 300 м² поверхности нагрева делаются с одним верхним барабаном, свыше этого и примерно до 500 м² — с двумя. Число горизонтальных рядов труб обычно от 7 до 10, иногда до 20. Длина труб от 4,5 до 5,5 м; внутренний диаметр труб от 90 до 100 мм. Подъем труб сзади наперед — около 15°. Раньше исполнялись, главным образом,

с водяными камерами, плоские стенки которых укреплялись распорными болтами. Ширина камеры не более 300 мм, в целях устранения встреч-



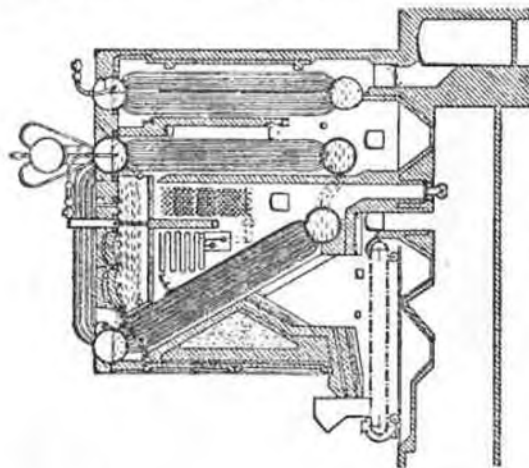
Фиг. 664.



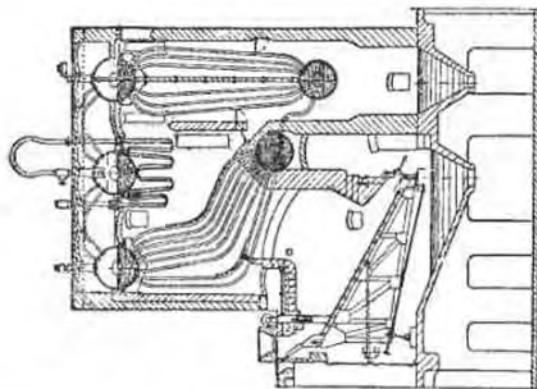
Фиг. 663.

ных циркуляционных токов. Передние камеры с клапанными шибами, задние — с клапанными и сварными. Закрепительные шибы передних

камер, обращенные к топке, защищаются кладкой от прямого действия огня и лучистой теплоты. Для облегчения выхода пузырьков пара камеры соединяются с верхними барабанами уширенными горловинами.



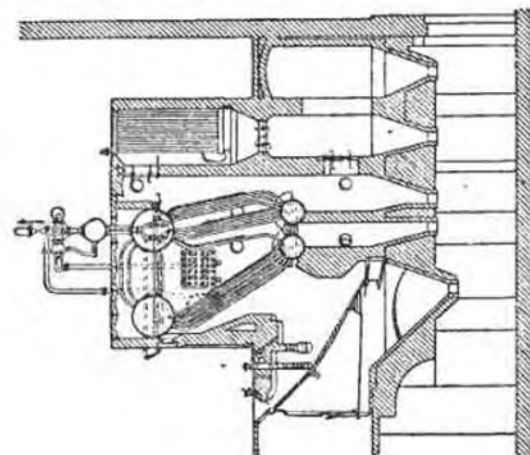
Фиг. 660.



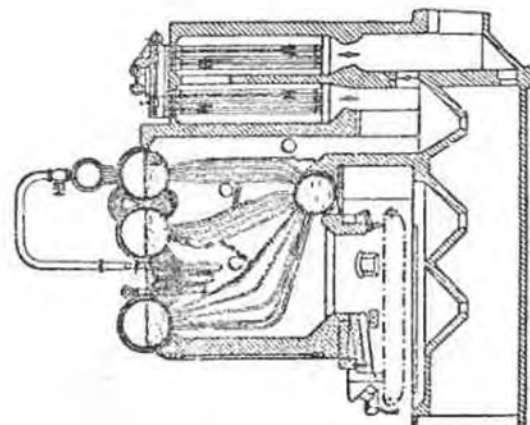
Фиг. 661.

Вместо пельных камер теперь предпочитают ставить отдельные коллекторы, каждый для группы или секции труб (отсюда название: секционные котлы) (фиг. 661), что обеспечивает более правильную циркуляцию воды, значительно понижает опасность взрыва, облегчает перевозку котла, упрощает монтаж и допускает переход к более высоким рабочим давлениям.

Для улучшения циркуляции и для предупреждения сильного бурления на поверхности зеркала испарения в верхнем барабане, у устья горловины передней камеры или соединительных труб передних коллекторов



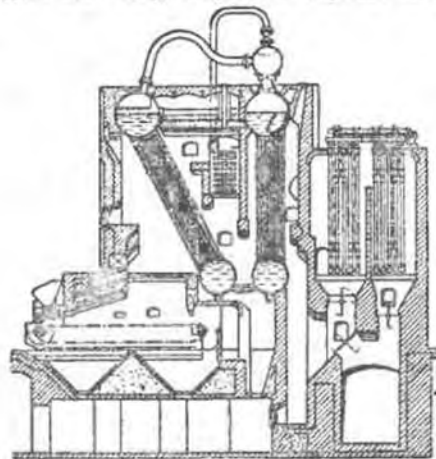
Фиг. 662.



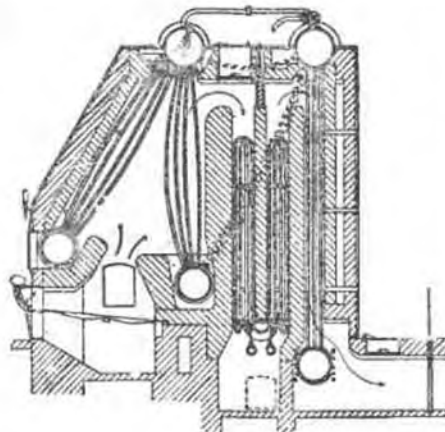
Фиг. 663.

помещается желоб из листового железа, который направляет выбрасываемую вместе с паром воду в заднюю часть барабана. Трубчатый, горизонтально расположенный перегреватель пара помещается обычно в пространстве между трубчатой частью и верхним барабаном.

Газы направляются обычно вертикальными ходами поперек труб (фиг. 661—663); получается хорошая теплопередача и небольшое сопротивление газам, благодаря отсутствию завалов воды на поворотах. При больших размерах топочного пространства уменьшается прикипание летучей золы к трубам. На фиг. 664 дана конструкция котла с большой паропроизводительной мощностью: большая решетка, большое топочное пространство, большая поверхность нагрева, открытая прямое действие лучистой теплоты, хорошая циркуляция, поэтому интенсивная теплопередача, и, следовательно, большая удельная паропроизводительность. При повышении рабочего давления диаметр верхнего барабана уменьшается из соображений прочности; если при этом размеры веркала испарения получаются слишком малыми, то увеличивают число барабанов или ставят особые паросборники — сухопары.



Фиг. 669.



Фиг. 670.

настоящее время изготавливаются за границей для давления до 60 ат и имеются в виду довести давление до 125 ат. Обычная длина труб

¹⁾ Вертикальный водотрубный котел Лешинградского металлического завода см. Тейцлер, фиг. 216, стр. 216, 1927 изд. Макса.

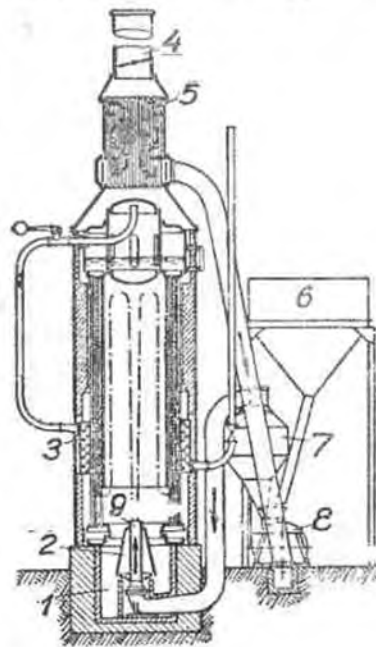
до 5,5 м, но делают и длиннее, до 8—9 м. Диаметр труб от 60 до 100 мм. Изогнутые трубы подводятся к местам развальцовки и стенке барабана радиально; хорошо пружинают. Жесткие соединения вызывают появление трещин, течи и в местах развальцовки труб и другие повреждения, поэтому верхние барабаны следует соединять между собой не широкими жесткими штурдерами, а изогнутыми эластичными трубками.

Хорошая циркуляция достигается постановкой обратных циркуляционных труб, защищенных от соприкосновения с горячими газами или лежащих вовсе вне обмуровки котла. Верхние барабаны необходимо соединять как по паровым, так и по водяным пространствам, возможно большим числом трубок достаточного большого сечения, дабы избежать сильного повышения уровня воды в заднем барабане. Отбор пара следует, по возможности, делать не из верхних барабанов, а из особого паросборника. Благодаря крутому наклону труб, на них не осажается летучая зола.

Новейший тип вертикального водотрубного котла, специально приспособленный для комбинирования с топками для выжигания топлива, изображен на фиг. 671; целесообразная форма топочного пространства, большая прямая отдача тепла, так как топочную камеру окружают трубки котла.

Котел системы Атмос.

Так как при переходе от ранее употребляемых давлений к более высоким, к материалу и качеству выполнения барабанов у котлов предъявляются все более и более повышенные требования, то за последнее время замечается стремление перейти к конструкциям котлов или вовсе без барабанов, или со шлюпными барабанами небольшого диаметра. Трудности, возникающие на этом пути, сводятся к получению зеркала испарения достаточных размеров, к возможности развальцовки и внутренней очистки труб от накипи. Эти трудности до известной степени преодолены в конструкции шведской фирмы Акс О-ва «Атмос». Котел «Атмос» состоит из ряда горизонтально расположенных труб диаметром 200—300 мм, число которых соответствует потребной поверхности нагрева. Трубы эти частично наполнены водой и вращаются около своей



Фиг. 671. 1—вольник; 2—защитный щиток; 3—перегреватель; 4—труба; 5—воздушный вихомер; 6—угольный бункер; 7—испаратор; 8—мельница и вентилятор.