

Инженеръ-технологъ
В. В. МОНИЧЪ

Прямоточная паровая машина
(Die Gleichstrom-Dampfmaschine)
въ примѣненіи къ паровозамъ.



БЕРЛИНЪ 1912.

Типографія Грунвальдъ и Казимиръ, общ. съ огр. отв.
Берлинъ S. 14.

Предисловіе.

Въ послѣднее время въ паровозостроеніи стало вызывать общій интересъ примѣненіе Gleichstrom-Dampfmaschinen. Уже во многихъ государствахъ работаютъ паровозы съ такими машинами. Отсутствіе соотвѣтствующихъ руководствъ подало мнѣ мысль притти на помощь лицамъ, интересующимся даннымъ предметомъ. Занятія подъ руководствомъ проф. J. Stumpf'a дали мнѣ возможность ознакомиться съ названной машиной въ примѣненіи къ паровозамъ по столько, по сколько это вообще возможно было въ виду новизны взятаго предмета. При этомъ я считаю своимъ пріятнѣйшимъ нравственнымъ долгомъ выразить мою искреннюю благодарность моему глубокоуважаемому руководителю проф. J. Stumpf'у, который все время съ рѣдкою корректностью относился ко мнѣ, всегда съ охотой разяснялъ мнѣ интересовавшіе меня вопросы, разрѣшалъ посѣщать свое чертежное бюро и тамъ на мѣстѣ знакомиться съ постановкой дѣла. Благодаря его рѣдкой любезности, я имѣлъ также возможность воспользоваться съ его разрѣшенія для настоящей книги нѣкоторыми разработанными имъ чертежами.

В. Мониць.

ИСТОЧНИКИ:

1. Prof. J. Stumpf. Die Gleichstrom-Dampfmaschine.
 2. Leitzmann und v. Borries. Theoretisches Lehrbuch des Lokomotivbaues.
 3. Dr. Ingenieur Max Osthoff. Die Lentz-Ventilsteuerung an Lokomotiven.
 4. Dingers Polyt. Journal, 1902, 1909 und 1911.
 5. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1910, 1911.
 6. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 1910.
 7. Glasers Annalen, 1911.
 8. Die schweizerische Bauzeitung, 1911.
-

Общая свѣдѣнія о паровой Gleichstrom-Dampfmaschine.

Кто слѣдилъ въ последнее время за паровозостроеніемъ, тотъ не могъ не замѣтить, что во всѣхъ государствахъ, гдѣ техника стоитъ болѣе или менѣе на достаточной высотѣ, старались установить средства для повышенія какъ работы паровоза, такъ и его экономичности. Мы живемъ уже въ то время, когда работаютъ такіе гиганты, какъ американскіе товарные паровозы типа 1Д + Д1, имѣющіе восемь спаренныхъ осей и два бѣгунка: одинъ впереди и одинъ сзади. Товарные паровозы типа 0 — 4 — 0, считавшіеся еще недавно за нормальные для товарнаго движенія, начинаютъ вытѣсняться, замѣняться болѣе сильными и кажутся лилипутами въ сравненіи съ упомянутыми американскими. Пассажирскіе паровозы новыхъ построекъ по своей мощности также значительно превосходятъ прежніе. Такъ новые французскіе компаундъ-паровозы, работающіе перегрѣтымъ паромъ, развиваютъ 2000 лошадиныхъ силъ. На ровномъ пути они должны быть въ состояніи везти повозъ въсомъ въ 400 t со скоростью 120 км. въ часъ. При одномъ взглядѣ на современные и старые паровозы даже не специалисту бросается въ глаза грандіозность постройки первыхъ, чему не мало способствуетъ высота положенія котла надъ рельсами. Еще недавно думали, что чѣмъ ниже центръ тяжести всего паровознаго строенія, тѣмъ паровозъ находится въ болѣе благоприятныхъ условіяхъ по отношенію къ верхнему строенію пути. Теперь этотъ взглядъ совершенно измѣнили. Мы имѣемъ уже теоретическія изслѣдованія даннаго вопроса, доказывающія ошибочность прежнихъ утвержденій. Такъ Marié въ своемъ произведеніи «Oscillations de Facet des Véhicules de chemin de fer» выяснилъ этотъ вопросъ математически и показалъ, какое вліяніе на боковой ударъ о рельсы оказываетъ высота положенія центра тяжести. Насколько глубоко укоренилось прежнее мнѣніе, видно уже изъ того, что часто приходится слышать отъ железнодорожныхъ инженеровъ, что машинисты боятся ѣздить на новыхъ высокихъ паровозахъ, думая, что они легко могутъ опрокинуться.

Можно было бы указать еще на много другихъ конструктивных измѣненій и нововведеній въ паровозахъ построекъ послѣднихъ лѣтъ, но это не составляетъ предмета настоящей статьи; мы упомянули только нѣкоторыя особенности новыхъ паровозовъ, чтобы видѣть, какъ сильно въ общемъ это дѣло измѣнилось за самое короткое время.

Если мы обратимся къ машинъ паровоза, то здѣсь также найдемъ постепенныя измѣненія и улучшенія. Мы видѣли, какъ переходили отъ машины простаго дѣйствія къ машинъ двойного расширенія; какъ затѣмъ въ томъ же стремленіи повѣсить экономичность работы паровоза ухватились за перегрѣтый паръ. Мы присутствовали и присутствуемъ при многочисленныхъ опытахъ, при помощи которыхъ стараются практически, опытнымъ путемъ провѣрить и установить дѣйствительную пользу примѣненія перегрѣва въ паровозахъ. Хотя въ этой области, какъ часто и въ другихъ въ подобныхъ случаяхъ, приходится встрѣчаться съ нѣкотораго рода несогласіями сравнительно съ теоретическими выводами изобрѣтателей перегрѣвателей, но дѣло въ данномъ случаѣ ограничивается, къ счастью, только разницей цифръ. Не бѣда, что экономія отъ примѣненія перегрѣва пара получается значительно меньшей, чѣмъ напр. утверждаетъ В. Шмидтъ, хорошо уже и то, что она есть — и довольно значительная. Это послѣднее установлено и доказано. Остается только находить пути къ дальнѣйшему усовершенствованію и приближенію въ экономіи къ теоретическимъ цифрамъ.

Стремленіе къ улучшенію въ паровозахъ вызывается тѣмъ огромнымъ значеніемъ, какое имѣютъ эти послѣдніе какъ въ смыслъ провозоспособности, такъ и въ смыслъ экономіи той или другой дороги. Не все и не всегда даютъ себѣ ясный отчетъ о томъ, какое вліяніе на экономію всего государства и на жизнь всей страны можетъ оказать такая на первый взглядъ не важная сторона въ жизни государства, какъ пользованіе болѣе совершенными паровозами. Къ сожалѣнію, я не располагаю въ настоящее время достаточными статистическими данными, чтобы освѣтить этотъ вопросъ по отношенію къ Россіи; но зато я имѣю подъ рукой нѣкоторыя свѣдѣнія относительно положенія этого дѣла въ Германіи. Такъ на Прусско-Гесскихъ жел. дорогахъ число паровозовъ достигаетъ теперь приблизительно 20 000 штукъ, стоимостью около 1,2 миллиарда марокъ. Эта армія паровозовъ пожираетъ ежегодно каменнаго угля приблизительно на 120 миллионъ марокъ. Приведенныя головокружительныя цифры показываютъ, насколько видное мѣсто въ экономіи государства занимаетъ одно только отопленіе паровозовъ, и насколько цѣлесообразно и важно стремленіе къ возможному улучшенію въ паровозостроеніи. Чтобы этотъ вопросъ казался еще яснѣе, прибѣгнемъ къ слѣдующему сопоставленію цифръ. На основаніи официальныхъ свѣдѣній инженеръ Hammer въ *Glaser's Annalen* за 1912 годъ дѣлаетъ слѣдующія интересныя и въ высшей степени поучительныя вычисленія. За 1904 годъ работа паровозовъ названныхъ дорогъ въ одну полезную лошадиную силу-часъ въ среднемъ требовала 2,7 kgr угля; въ 1909 году уже значительно меньше, именно 2,22 kgr. Въ первомъ изъ упомянутыхъ годовъ было получено 877 миллионъ, во второмъ 2856 миллионъ полезныхъ лошадиныхъ силъ-часовъ. Слѣдовательно, въ 1909 году одна полезная лошадиная сила-часъ потребовала на 17,8% меньше угля, чѣмъ въ 1904 году, что, по вычисленію того же инженера, составляетъ экономію больше, чѣмъ въ 25 миллионъ

марокъ. Если мы далѣе примемъ, что на содержаніе одной благоустроенной сельской школы требуется 10 000 марокъ, то на полученную экономію въ 1909 году можно было содержать 2500 школъ. Приведенныя цифры не требуютъ никакихъ комментарій и говорятъ сами за себя.

Указанная здѣсь экономія достигнута главнымъ образомъ путемъ увеличенія паровознаго котла, усовершенствованія всего парораспределенія, примѣненія двойного расширенія пара и въ особенности перегрѣтаго.

Въ последнее время сдѣланъ новый шагъ въ стремленіи повысить экономичность работы паровоза, т. е. уменьшить количество расходуемаго топлива и воды. Я разумю въ данномъ случаѣ примѣненіе въ паровозахъ прямоходной машины, или, какъ нѣмцы называютъ, Gleichstrom-Dampfmaschinen'ы. Примѣненіе этой послѣдней къ паровозостроенію и составляетъ предметъ нашей здѣсь работы.

Въ настоящее время имѣется уже цѣлый рядъ паровозовъ, построенныхъ съ упомянутой машиной. Управленія желѣзныхъ дорогъ различныхъ государствъ охотно откликнулись на новое завоеваніе техники. Такіе паровозы находятся уже теперь въ обращеніи въ Россіи, Германіи, Франціи, Италіи и Австро-Венгріи.

Первый паровозъ съ Gleichstrom-Dampfmaschinen'ой былъ построенъ Коломенскимъ заводомъ для Московско-Казанской желѣзной дороги. На этомъ заводѣ строились для названной дороги усиленные товарные паровозы типа 0—4—0. По желанію директора правленія дороги Е. Е. Нольтейна, на одномъ изъ паровозовъ была поставлена Gleichstrom-Dampfmaschinen'a, спроектированная проф. J. Stumpf'омъ. На этой же дорогѣ и начались первые опыты съ подобнаго рода паровозами; здѣсь же были замѣчены и первые недостатки, которые потомъ старались устранить или, по крайней мѣрѣ, ослабить.

Первоначально паровозы съ Gleichstrom-Dampfmaschinen'ой строились исключительно съ клапаннмъ парораспределеніемъ, но потомъ стали примѣнять и золотники, при чемъ первый такой паровозъ опять таки былъ построенъ на Коломенскомъ заводѣ для Туринской выставки. На этомъ паровозѣ были примѣнены плоскіе золотники. Въ самое послѣднее время проф. Stumpf спроектировалъ одну Gleichstrom-Dampfmaschinen'у для паровозовъ Венгерской желѣзной дороги съ круглыми золотниками.

Сначала думали, что Gleichstrom-Dampfmaschinen'у возможно примѣнять только къ товарнымъ паровозамъ, отъ которыхъ вообще не требуется слишкомъ большой скорости. Такое предположеніе покоилось на томъ, что движущіяся взадъ и впередъ массы въ этой машинѣ тяжелѣе, чѣмъ въ паровозахъ съ обыкновенной машиной, и для уравновѣшиванія ихъ требуются болѣе тяжелые противовѣсы. Послѣдніе же, какъ извѣстно, вслѣдствіе развитія центробѣжной силы при вращеніи, увеличиваютъ нагрузку осей, при чемъ это увеличеніе при большихъ скоростяхъ можетъ быть довольно значительнымъ, что является нежелательнымъ, такъ какъ общая нагрузка оси можетъ превзойти допускаемую желѣзнодорожными

правилами. Но въ последнее время стали примѣнять разсматриваемую машину къ пассажирскимъ и скорымъ паровозамъ. Такъ спроектированный паровозъ для Венгерской желѣзной дороги является пассажирскимъ типа 1 — 3 — 1, который долженъ развивать скорость 70 km въ часъ. Эта же машина поставлена на скоромъ паровозъ типа 2 — 2 — 0 Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ, который долженъ развивать скорость 90—100 km въ часъ.

Съ точки зрѣнія уравниванія движущихся ~~взадъ~~ и впередъ массъ (поршень, поршневой штокъ, крейцкопфъ и стчасти поршневое дышло) Gleichstrom-Dampfmaschin'a должна, очевидно, оказаться очень пригодной для четырехцилиндровыхъ паровозовъ, гдѣ есть возможность эти массы вполне уравновѣсить. Въ настоящее время одинъ изъ скорыхъ четырехцилиндровыхъ паровозовъ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ работаетъ такой машиной.

Разсмотримъ теперь нѣкоторыя особенности, которыя представляетъ Gleichstrom-Dampfmaschin'a въ примѣненіи къ паровозу сравнительно съ обыкновенной паровой машиной.

Въ обыкновенной машинѣ паръ, проходя черезъ золотникъ или клапанъ, вступаетъ въ цилиндръ на одномъ его концѣ, гонитъ поршень до другого конца, затѣмъ возвращается обратно и выходитъ черезъ то же отверстіе въ цилиндрѣ, черезъ которое и вошелъ. На каждомъ концѣ цилиндра имѣется по одному отверстию, которое и служитъ какъ для входа, такъ и для выхода изъ цилиндра пара. Въ Gleichstrom-Dampfmaschin'ѣ органы впуска и выпуска совершенно раздѣлены другъ отъ друга и не находятся въ какой-либо зависимости. Если органомъ впуска служитъ клапанъ, то паръ изъ паропроводной трубы поступаетъ въ паровую коробку, устроенную въ крышкѣ, проходитъ черезъ клапанъ при его подъемѣ и, такимъ образомъ, поступаетъ въ цилиндръ; если же органомъ впуска служитъ золотникъ, то паръ входитъ въ цилиндръ такимъ же образомъ, какъ и въ обыкновенной машинѣ. Выпускъ же пара происходитъ черезъ отверстія, сдѣланныя въ серединѣ цилиндра, которыя совершенно открываются поршнемъ при конечномъ его положеніи. Такимъ образомъ, паръ стремится всегда въ одномъ и томъ же направленіи: онъ вступаетъ по концамъ цилиндра и въ концѣ своего расширенія выходитъ черезъ отверстія въ серединѣ цилиндра. Поэтому и называютъ эту машину Gleichstrom-Dampfmaschin'ой, т. е. прямоточной машиной, въ противоположность чему обыкновенную паровую машину называютъ Wechselstrom-Dampfmaschin'ой, т. е. машиной съ переменнымъ направленіемъ теченія пара. Аналогично названнымъ машинамъ турбины паровыя можно было бы назвать Drehstrom-Dampfmaschin'ами, т. е. машинами съ вращающимся направленіемъ пара.

Указанная особенность Gleichstrom-Dampfmaschin'ы и составляетъ главную причину ея преимущества въ термическомъ отношеніи сравнительно съ обыкновенной паровой машиной.

Для уясненія термическихъ преимуществъ Gleichstrom - Dampfmaschinenъ необходимо ясно представлять тѣ процессы, которые совершаются въ паровой машинѣ во время ея работы. Тамъ происходитъ взаимодействие между двумя тѣлами: съ одной стороны паръ, а съ другой — стѣнки цилиндра, крышекъ и поршня, съ которыми паръ приходитъ въ соприкосновеніе. Оба эти тѣла (паръ и стѣнки), вообще говоря, имѣютъ различную температуру. Если же два тѣла съ различными температурами приходятъ въ соприкосновеніе, то неминуемо теплота отъ тѣла съ высшей температурой переходитъ къ тѣлу съ низшей температурой. Слѣдовательно, если паръ имѣетъ высшую температуру, чѣмъ соприкасающіяся съ нимъ стѣнки, то послѣднія будутъ отнимать часть теплоты отъ пара, и наоборотъ, если температура пара ниже, то теплота пара будетъ переходить отъ стѣнокъ къ пару. Далѣе извѣстно, что если мы имѣемъ насыщенный паръ определенной температуры и степени влажности, то съ пониженіемъ температуры, т. е. съ отнятіемъ теплоты, степень влажности повышается, такъ какъ часть пара конденсируется; съ повышеніемъ же температуры степень влажности понижается, такъ какъ часть конденсированной воды вновь испаряется. При переходѣ изъ насыщеннаго состоянія въ перегрѣтое паръ вовсе не содержитъ конденсаціонной воды.

Прослѣдимъ теперь, что происходитъ въ обыкновенной паровой машинѣ во время ея работы.

Въ періодъ впуска свѣжій паръ приходитъ въ соприкосновеніе со стѣнками, которыя во время выпуска омывались паромъ болѣе низкой температуры и значительно охладились. Естественно, что температура пара отъ соприкосновенія съ такими стѣнками должна понизиться, и часть его конденсироваться. Конденсація будетъ происходить и при расширеніи, именно до тѣхъ поръ, пока температура пара и стѣнокъ не сравняется. Это выравниваніе температуръ происходитъ незадолго до конца расширенія, и, слѣдовательно, до этого момента продолжается отнятіе теплоты отъ пара и неизбежная его конденсація. При дальнѣйшемъ движеніи поршня стѣнки цилиндра имѣютъ уже большую температуру, чѣмъ паръ, вслѣдствіе чего теплота переходитъ отъ стѣнокъ къ пару, и конденсаціонная вода начинаетъ испаряться. Потеря, причиненная конденсаціей, вознаграждается теперь тѣмъ, что возстановленный до конца расширенія паръ совершаетъ работу. Не вся потеря не можетъ быть возвращена, если бы даже до начала выпуска весь конденсированный паръ былъ снова возстановленъ, такъ какъ онъ работаетъ теперь при меньшемъ давленіи, чѣмъ былъ въ періодъ конденсаціи. Дальнѣйшій переходъ теплоты отъ стѣнокъ къ пару совершается при выпускѣ, при чемъ въ это время наиболѣе энергично. Само собою разумѣется, что паръ, возстановленный теперь изъ конденсаціонной воды, не приноситъ никакой пользы, такъ какъ онъ не совершаетъ работы, а выходитъ въ атмосферу или въ конденсаторъ. Мало того, онъ способствуетъ нѣкоторому повышенію противодавленія при выпускѣ, чѣмъ уменьшаетъ площадь діаграммы. Вслѣдствіе испаренія воды при выпускѣ, стѣнки цилиндра къ началу сжатія дѣлаются

почти сухими. Частицы воды, заключающіяся еще въ парь, продолжают испаряться во время сжатія.

Обмѣнъ теплоты между паромъ и стѣнками зависитъ:

1. Отъ величины охлаждающей поверхности вреднаго пространства. Съ этими поверхностями приходится въ соприкосновеніе при впускъ парь наивысшей температуры, что способствуетъ наиболее сильной конденсаціи. Поэтому слѣдуетъ по возможности поверхности вреднаго пространства дѣлать меньшими.

2. Отъ числа оборотовъ, которые дѣлаетъ машина въ единицу времени. Чѣмъ больше число оборотовъ, тѣмъ меньше продолжительное время парь находится въ соприкосновеніи со стѣнками, и, слѣдовательно, тѣмъ меньшее количество успѣетъ конденсироваться.

3. Отъ паденія температуры въ цилиндръ, т. е. отъ разницы температуръ входящаго и выходящаго пара. Чѣмъ разница больше, тѣмъ больше охлаждаются стѣнки вреднаго пространства и вообще всего цилиндра при выпускѣ.

4. Отъ свойства пара, именно отъ влажности и плотности его. Опыты показали, что чѣмъ влажнѣе парь, тѣмъ легче происходитъ обмѣнъ теплоты между стѣнками цилиндра и паромъ. Установлено также, что увеличеніе плотности усиливаетъ обмѣнъ теплоты, поэтому примѣненіе перегрѣтаго пара, какъ менѣе плотнаго, ослабляетъ переходъ теплоты отъ пара къ стѣнкамъ.

Если мы теперь обратимся къ Gleichstrom-Dampfmaschine, то увидимъ, что парь тамъ работаетъ при нѣскольکو иныхъ условіяхъ.

Выходящій парь не омываетъ здѣсь стѣнокъ и каналовъ, служащихъ для входа пара, и, слѣдовательно, вредное охлажденіе стѣнокъ выходящимъ паромъ отпадаетъ. Чтобы устранить потери тепла черезъ крышки цилиндра, эти послѣднія устраиваютъ, обыкновенно, съ обогреваніемъ. Первые паровозы, построенные съ Gleichstrom-Dampfmaschine, имѣли крышки цилиндровъ безъ обогреванія. Въ послѣднее же время ихъ конструируютъ съ обогреваніемъ. При примѣненіи же насыщеннаго пара даже часть стѣнокъ цилиндра, ссѣдняя съ крышками, обогревается. Такъ въ машинѣ, спроектированной для паровозовъ Венгерской желѣзной дороги, работающих насыщеннымъ паромъ, обогреваются не только крышки цилиндровъ, но часть стѣнокъ послѣднихъ, ближайшая къ крышкамъ. Эта часть соответствуетъ объему цилиндровъ, занимаемому сжатимъ паромъ при нормальномъ наполненіи.

Принимая во вниманіе, что крышки въ паровозныхъ цилиндрахъ Gleichstrom-Dampfmaschine въ послѣднее время всегда обогреваются, находимъ, что работа пара происходитъ въ нихъ при слѣдующихъ условіяхъ. При впускѣ въ цилиндръ парь не встрѣчаетъ псверхностей, охлажденных предъ этимъ отработавшимъ паромъ, вслѣдствіе чего не можетъ быть такой разницы въ температурахъ стѣнокъ и самаго пара, а слѣдовательно, и не можетъ быть такой значительной конденсаціи, какъ въ обыкновенной паровой машинѣ. Расширеніе, какъ показываютъ опыты,

происходитъ по адиабатъ. При этомъ расширеніи парь сильно обогащается влажностью, даже при значительномъ начальномъ перегрѣвѣ. Убѣдитесь въ этомъ легко при одномъ взглядѣ на JS-паровую діаграмму Mollier, пользование которой будетъ объяснено впоследствии. Такъ отсюда ясно, что если мы имѣемъ перегрѣтый парь, давленіе котораго = 16 абсолютнымъ атмосферамъ, и температура равна 325° , то при расширеніи по адиабатъ до одной атмосферы онъ будетъ заключать въ себѣ воды около 6%.

Такимъ образомъ, мы видимъ, что парь, вслѣдствіе адиабатическаго расширенія, сильно понижается въ температурѣ и обогащается влажностью, и что тотъ же парь со стороны обогреваемой крышки находится подъ дѣйствіемъ высокой температуры стѣнокъ крышки. Извѣстно же, что съ увеличеніемъ разницы температуръ двухъ тѣлъ тепловой обменъ между этими послѣдними усиливается. Въ данномъ случаѣ мы какъ разъ и имѣемъ это условіе. Такъ какъ температура адиабатически расширившагося пара значительно ниже температуры крышки, то естественно, что теплота отъ крышки будетъ переходить къ пару, нагревать его и способствовать испаренію находящейся въ немъ воды. Это дѣйствіе обогреваемой крышки прежде всего распространяется на тѣ слои пара, которые лежатъ къ ней ближе. По мѣрѣ же удаленія отъ крышки указанное дѣйствіе этой послѣдней ослабѣваетъ, и тѣ слои пара, которые лежатъ ближе къ поршню, будутъ наиболее влажны, такъ какъ на нихъ обогревающее дѣйствіе крышки влѣяетъ слабо.

При открытіи поршнемъ выпускныхъ отверстій, которыя, какъ увидимъ дальше, имѣютъ сравнительно большую площадь, парь, лежащій непосредственно за поршнемъ и обогащенный водой, выталкивается наружу. Тѣ же слои пара, которые во время расширенія находились подъ наибольшимъ дѣйствіемъ теплоты крышки, задерживаются, возвращающимся назадъ поршнемъ и подвергаются сжатію. Въ началѣ сжатія еще продолжается отнятіе теплоты отъ крышки и высушивание пара, такъ какъ температура послѣдняго ниже температуры крышки. Индикаторныя діаграммы показываютъ, что сжатіе происходитъ по адиабатъ. Такъ какъ самое сжатіе въ Gleichstrom-Dampfmaschine значительно больше, чѣмъ въ обыкновенной, то замѣчается, что теплота сжатія сильно нагреваетъ стѣнки цилиндра, послѣдствіемъ чего является нѣкоторое повышеніе въ индикаторной діаграммѣ линіи впуска и расширенія.

Къ выгоднымъ сторонамъ этой машины въ термическомъ отношеніи принадлежитъ также и то, что выпускные клапана устраиваются въ крышкахъ, чѣмъ достигается обогреваніе самой крышки, а также, какъ увидимъ дальше, значительное уменьшеніе поверхности вреднаго пространства сравнительно съ обыкновенной машиной, такъ какъ разстояніе отъ прохода черезъ клапанъ до цилиндра значительно сокращается. При такомъ расположеніи клапановъ пару не нужно проходить длинныхъ каналовъ и преодолѣвать связаннаго съ этимъ сопротивленія отъ тренія.

Мы уже видѣли, что при каждомъ ходѣ поршня конденсаціонная вода удаляется изъ цилиндра черезъ выпускныя отверстія, что также

имѣть важное значеніе въ термическомъ отношеніи. Извѣстно, что если въ цилиндрѣ находится вода, если стѣнки его мокрыя, то происходитъ болѣе дѣятельный обмѣнъ тепла между паромъ и стѣнками. Въ обыкновенномъ паровозномъ цилиндрѣ конденсаціонная вода удаляется черезъ продувательные краны, которые отъ времени до времени открываются машинистомъ. Ясно, что въ такомъ цилиндрѣ всегда будетъ находиться большее или меньшее количество конденсата.

Полное раздѣленіе элементовъ впуска отъ элементовъ выпуска въ Gleichstrom-Dampfmaschine имѣетъ выгоду еще и въ слѣдующемъ отношеніи. Какъ извѣстно, полезнѣе съ экономической точки зрѣнія ѣздить при полномъ открытіи регулятора и маломъ наполненіи. Это даетъ возможность использовать почти все давленіе пара въ котлѣ. Съ уменьшеніемъ открытія регулятора увеличивается паденіе давленія пара при переходѣ изъ котла въ цилиндръ, при чемъ это паденіе можетъ быть очень большимъ. Въ самомъ дѣлѣ, если регуляторъ открытъ незначительно, и для прохода пара служитъ только узкая щель, то естественно, что паръ, пройдя эту щель, долженъ въ паропроводной трубѣ сильно расшириться и потерять значительную часть своего давленія. Такимъ образомъ, при маломъ открытіи регулятора паръ при впускѣ въ цилиндръ можетъ имѣть гораздо меньшее давленіе, чѣмъ въ котлѣ. При полномъ же открытіи регулятора, если и происходитъ паденіе давленія при переходѣ пара изъ котла въ цилиндръ, то самое незначительное. Ясно, что для полученія одной и той же работы можно пользоваться полнымъ давленіемъ, но малымъ наполненіемъ и большимъ расширеніемъ, или же неполнымъ, уменьшеннымъ, давленіемъ, но большимъ наполненіемъ и малымъ расширеніемъ. Оказывается, что первый способъ ѣзды экономичнѣе. Но въ обыкновенныхъ паровозныхъ машинахъ съ золотниковымъ парораспределеніемъ уменьшеніе наполненія при полномъ открытіи регулятора оказывается выгоднымъ только въ томъ случаѣ, если это уменьшеніе не переходитъ извѣстнаго минимальнаго наполненія, за переходомъ черезъ который получается уже не польза, а вредъ. Дѣло въ томъ, что въ обыкновенной паровой машинѣ, вслѣдствіе зависимости элементовъ выпуска отъ элементовъ впуска, съ уменьшеніемъ наполненія увеличивается сжатіе, которое уменьшаетъ полезную работу пара. Кроме того, при маломъ наполненіи получается незначительный эксцентрикъ, окно для выпуска пара открывается недостаточно, вслѣдствіе чего увеличивается противодавленіе при выпускѣ, что также уменьшаетъ полезную работу пара. Въ Германіи существуетъ желѣзнодорожное предписаніе, по которому не разрѣшается ѣздить при наполненіи, меньшемъ 20%. Однако бывають случаи, когда при тихомъ ходѣ требуется очень малое усиліе отъ паровоза. При этомъ пришлось бы при вполне открытомъ регуляторѣ ѣхать при наполненіи, меньшемъ 20%, чтобы не получить отъ машины работы, большей требуемой. Въ послѣднемъ случаѣ въ виду сказаннаго уменьшеніе работы слѣдуетъ достигать не уменьшеніемъ наполненія, а закрытіемъ регулятора.

Что касается Gleichstrom-Dampfmaschine'ы, то ни величина предваренія выпуска, ни величина сжатія, ни величина паровыпускной площади отъ величины наполненія не зависятъ. Онѣ остаются при всѣхъ наполненіяхъ постоянными. Поэтому здѣсь само собою отпадаютъ тѣ нежелательныя послѣдствія, которыя вызываетъ уменьшеніе наполненія, и съ вполне открытымъ регуляторомъ можно спускаться до нулевого наполненія. Словомъ, работа машины можетъ управляться только кулисою, т. е. посредствомъ уменьшенія или увеличенія наполненія, оставляя все время регуляторъ открытымъ.

Какъ предвареніе выпуска, такъ и сжатіе, которыя, какъ мы указали, остаются здѣсь постоянными, управляются поршнемъ, который, такимъ образомъ, для элементовъ выпуска является поршневымъ золотникомъ. Замѣна въ разсматриваемой машинѣ посредствомъ поршня особыхъ органовъ, управляющихъ выпускомъ пара, значительно упрощаетъ клапанную Gleichstrom-Dampfmaschine'у, сравнительно съ таковой же обыкновенной машиной. Въ первой требуется только два клапана — для впуска пара, тогда какъ во второй четыре — два для впуска и два для выпуска.

Предвареніе выпуска въ Gleichstrom-Dampfmaschine'ѣ принимается обыкновенно равнымъ около 10% хода поршня. Впослѣдствіи мы увидимъ, каковы величины предваренія выпуска приняты въ существующихъ паровозахъ, снабженныхъ разсматриваемой машиной. Можно сказать, что въ быстроходныхъ паровозахъ эта величина можетъ быть взята нѣсколько большей, чѣмъ въ паровозахъ, которые должны развивать сравнительно небольшую скорость.

Если предвареніе выпуска равно 10% хода поршня, то сжатіе получается равнымъ 90% хода поршня. Чтобы при такомъ большомъ сжатіи въ концѣ хода поршня не получилось слишкомъ высокаго давленія, приходится вредное пространство дѣлать соответственно большимъ. Величина вреднаго пространства при примѣненіи перегрѣтаго пара зависитъ: 1) отъ давленія и температуры свѣжаго пара при впускѣ въ цилиндръ и 2) отъ давленія, при которомъ начинается сжатіе. Чѣмъ выше давленіе при впускѣ пара, тѣмъ большее давленіе можно допустить въ концѣ сжатія, что въ свою очередь требуетъ меньшаго вреднаго пространства. Что касается давленія, при которомъ начинается сжатіе, то чѣмъ оно меньше, тѣмъ и вредное пространство требуется меньшимъ, такъ какъ ясно, что при меньшемъ давленіи въ началѣ сжатія получается меньшее давленіе и въ концѣ сжатія, если величина сжатія въ обоихъ случаяхъ одна и та же. Въ Gleichstrom-Dampfmaschine'ѣ, примѣняемой въ паровозахъ, какъ въ машинѣ съ выпускомъ въ атмосферу, давленіе въ началѣ сжатія можетъ быть принято равнымъ одной атмосферѣ, такъ какъ, вслѣдствіе большой площади отверстій, служащихъ для выпуска, въ концѣ хода поршня происходитъ полное выравниваніе между зышнимъ и внутреннимъ давленіемъ.

При примененіи насыщеннаго пара величина вреднаго пространства зависитъ: 1) отъ давленія и сухости пара при впускѣ и 2) отъ давленія и сухости пара въ началѣ сжатія.

Мы принимаемъ здѣсь, что сжатіе, согласно сказанному раньше, происходитъ по адиабатѣ.

Вопросъ о сухости насыщеннаго пара въ паровозныхъ машинахъ имѣетъ очень важное значеніе, и мы будемъ говорить еще впереди о немъ на основаніи опытовъ, произведенныхъ проф. Ломоносовымъ. Теперь скажемъ только, что проф. Stumpf въ своихъ расчетахъ принимаетъ, что сухость свѣжаго пара въ паровозныхъ машинахъ равна 0,97. Это значитъ, что каждый кгг такого насыщеннаго пара заключаетъ въ себѣ 0,97 кгг пара и 0,03 кгг воды.

Если мы примемъ, какъ это дѣлаетъ проф. Stumpf: 1) что давленіе въ концѣ сжатія на $2\frac{1}{2}$ атмосферы меньше, чѣмъ давленіе при впускѣ; 2) что температура перегрѣтаго пара при впускѣ равна 325° ; 3) что начальное давленіе при сжатіи равно одной атмосферѣ; 4) что сухость насыщеннаго пара при впускѣ равна 0,97, и 5) что расширеніе и сжатіе происходятъ по адиабатѣ, — то при пользованіи новыми паровыми диаграммами проф. Mollier, получимъ слѣдующія величины вредныхъ пространствъ для нѣкоторыхъ давленій, представленныя въ таблицѣ 1.

Давленіе при впускѣ (Абс. атм.)	Величина вредн. простр. въ % хода пор.	
	нас. паръ	перегр. паръ
13	13,2 %	16,1 %
15	11,0 %	13,3 %
$15\frac{1}{2}$	10,5 %	12,7 %
17	9,5 %	11,4 %
19	8,4 %	10,0 %

Табл. 1.

Подробно о пользованіи диаграммами Mollier и вычисленіи съ помощью ихъ вреднаго пространства какъ въ случаѣ насыщеннаго, такъ и перегрѣтаго пара скажемъ послѣ.

Приведенная таблица показываетъ, что вредныя пространства въ Gleichstrom-Dampfmaschinen, применяемой въ паровозахъ, гдѣ выпускъ пара происходитъ прямо въ атмосферу, являются довольно значительными; они превосходятъ таковыя же въ обыкновенныхъ паровозныхъ машинахъ. Для сравненія приведемъ примѣры. Такъ товарный паровозъ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа 0 — 4 — 0, имѣющій абсолютное давленіе пара 13 атмосферъ и работающій перегрѣтымъ паромъ, при обыкновенной паровой машинѣ имѣетъ вредное пространство, равное 11% хода поршня; при Gleichstrom-Dampfmaschinen — 17%. Другой

паровозъ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа 2 — 2 — 0, имѣющій также абсолютное давленіе пара 13 атмосферъ и работающій перегрѣтымъ паромъ, имѣетъ при обыкновенной паровой машинѣ вредное пространство, равное 11,8% хода поршня, при Gleichstrom-Dampfmaschine — 16%.

Объемы вредныхъ пространствъ въ Gleichstrom-Dampfmaschine показываютъ на первый взглядъ, что и поверхности, ихъ ограничивающія, должны быть больше, чѣмъ въ обыкновенной паровой машинѣ, а следовательно и охлаждающее ихъ вліяніе значительнѣе. На самомъ же дѣлѣ это не такъ. Хотя объемы вредныхъ пространствъ и больше, но поверхности, ихъ ограничивающія, благодаря расположенію клапановъ въ крышкахъ цилиндровъ, значительно меньше. Поэтому съ точки зрѣнія охлаждающаго вліянія этихъ поверхностей, клапанная Gleichstrom-Dampfmaschine находится въ лучшихъ условіяхъ, чѣмъ обыкновенная паровая машина. Для сравненія опять-таки обратимся къ существующимъ паровозамъ. Такъ въ первомъ изъ приведенныхъ двухъ паровозовъ поверхность вреднаго пространства при Gleichstrom-Dampfmaschine съ клапанами равна 0,948 кв. метровъ; при обыкновенной же паровой машинѣ съ золотниками 1,688 кв. м. Во второмъ — при Gleichstrom-Dampfmaschine съ клапанами поверхность вреднаго пространства 0,3388 кв. м., при обыкновенной же машинѣ съ золотниковымъ парораспределеніемъ — 0,8687 кв. м. Такимъ образомъ, мы видимъ, что въ первомъ случаѣ при Gleichstrom-Dampfmaschine поверхность вреднаго пространства на 43,7% и во второмъ случаѣ на 60,9% меньше, чѣмъ при обыкновенной машинѣ.

Для дальнѣйшаго выясненія особенностей Gleichstrom-Dampfmaschine применительно къ паровозамъ и нѣкоторыхъ вопросовъ, связанныхъ съ ея проектированіемъ, рассмотримъ важнѣйшія ея части отдѣльно.

Диаметръ цилиндровъ.

Диаметръ цилиндровъ рассчитываютъ на основаніи общихъ соображеній. Обыкновенно стараются придать имъ такіе размѣры, чтобы они наибаче требующуюся отъ паровоза работу могли доставлять при нѣкоторыхъ наиболѣе выгодныхъ степеняхъ наполненія. Эти наивыгоднѣйшія степени наполненія, собственно говоря, слѣдующія:

1. для паров. простого расшир., пассаж. 0,2—0,3
2. для паров. прост. расшир., товарн. 0,3—0,4
3. для паров. двукр. расш., пассаж. 0,3—0,4
4. для пар. двукр. расш., товарн. 0,4—0,5

При Gleichstrom-Dampfmaschine наполненія можно брать нѣсколько меньшими. Кромѣ того цилиндры при наибольшемъ наполненіи должны быть въ состояніи развивать силу, необходимую для троганія паровоза съ мѣста и сообщенія ему въ определенное время требуемой скорости. Наибольшее наполненіе, применяемое въ паровозахъ, достигаетъ 75—80%. Но при такомъ наполненіи работаютъ только въ исключительныхъ слу-

чаяхъ, когда требуется наибольшая сила тяги, какъ напр. при отправленіи съ мѣста или въ началѣ движенія, когда нужно не только преодолѣть сопротивленіе, представляемое всѣмъ поѣздомъ, но и сообщить этому послѣднему нѣкоторое ускореніе, чтобы по прошествіи опредѣленнаго времени паровозъ развивалъ необходимую скорость.

Самый ходъ вычисленій, которыя при этомъ требуются, можно производить въ слѣдующемъ порядкѣ. Сначала опредѣляется, согласно заданію, по существующимъ формуламъ сопротивленіе всего поѣзда, при чемъ это послѣднее состоитъ: 1) изъ сопротивленія на прямомъ участкѣ; 2) изъ сопротивленія на подъемахъ и 3) изъ сопротивленія отъ кривизны пути. Когда сопротивленіе найдено, то вмѣстѣ съ тѣмъ известна и сила тяги, которая получается на окружности ведущихъ колесъ, такъ какъ, очевидно, эти двѣ величины должны быть равны между собою. Опредѣленная такимъ образомъ сила тяги Z можетъ быть выражена въ лошадиныхъ силахъ. Въ самомъ дѣлѣ, если скорость поѣзда V км/ч., сила — Z кгр, то часовая работа выразится такъ:

$$Z \text{ кгр} \cdot V \text{ км/ч.} = Z \cdot V \cdot 1000 \text{ м кгр/ч.}$$

Такъ какъ одна лошадиная сила въ часъ = 75. 60. 60 м кгр/ч., то отсюда получаемъ:

$$N_{\text{eff}} = \frac{Z \text{ кгр} \cdot V \text{ км/ч.}}{270}$$

Само собою разумѣется, что для того, чтобы на окружности ведущихъ колесъ получить такое число лошадиныхъ силъ, необходимо, чтобы цилиндры развивали большее число, такъ какъ часть работы тратится на приведеніе въ движеніе самой машины, иначе говоря, число индикаторныхъ лошадиныхъ силъ всегда больше числа полезныхъ (эффективныхъ) лошадиныхъ силъ. Отношеніе полезной мощности (N_e) къ индикаторной (N_i) называется механическимъ коэффициентомъ полезнаго дѣйствія машины. Называя этотъ коэффициентъ черезъ γ_m , будемъ имѣть:

$$\gamma_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Въ паровозахъ величина этого коэффициента въ среднемъ принимается 0,85, т. е.

$$\gamma_m = \frac{N_e}{N_i} \cong 0,85$$

Если сила тяги на окружности ведущихъ колесъ Z , діаметръ ведущихъ колесъ D , діаметръ цилиндра d , ходъ поршня h , среднее индикаторное давленіе за одинъ ходъ поршня p_m , то получимъ:

- 1) работа за одинъ оборотъ на окружности ведущихъ колесъ = $Z \pi D$;
- 2) работа въ одномъ цилиндрѣ за тотъ же промежутокъ времени, т. е. за два хода поршня

$$\frac{2 \pi d^2 \cdot h}{4} p_m = \frac{\pi d^2 h}{2} p_m$$

Если мы имѣемъ двухцилиндровую машину простого дѣйствія, то работа въ обоихъ цилиндрахъ за одинъ оборотъ ведущихъ колесъ = $= \pi d^2 h p_m$. Эта послѣдняя работа, умноженная на механический коэффи-

цієнтъ полезнаго дѣйствія машины, должна равняться работѣ на окружности ведущихъ колесъ, т. е.

$$Z \pi D = \gamma_m \pi d^2 h p_m$$

$$Z = \gamma_m \frac{d^2 h}{D} p_m$$

Если при построеніи діаграммы не принято во вниманіе паденіе давленія при впускѣ, то полученную формулу нужно умножить еще на одинъ коэффициентъ, меньшій единицы, такъ какъ площадь діаграммы вслѣдствіе указанной причины уменьшается: линія впуска, начиная отъ начала, постепенно понижается; линія расширенія располагается также нѣсколько ниже теоретической. Обозначая новый коэффициентъ черезъ γ , получимъ:

$$Z = \gamma \cdot \gamma_m \frac{d^2 h}{D} p_m$$

Величина коэффициента γ можетъ быть взята въ среднемъ около 0,9—0,95.

По приведенной формулѣ можетъ быть найденъ діаметръ цилиндровъ проектируемаго паровоза, если имется двухцилиндровая машина простого дѣйствія. Последний случай мы какъ разъ и имѣемъ въ паровозной Gleichstrom-Dampfmaschine'ѣ.

Мы только что говорили, что давленіе при впускѣ постепенно понижается. На это оказываютъ вліяніе двѣ причины: 1) постепенно суживающаяся щель впускнаго окна и 2) скорость ѣзды. Какъ извѣстно, впускное стверстіе закрывается не сразу, а постепенно, превращаясь въ концѣ въ узкую щель, поэтому здѣсь на уменьшеніе давленія дѣйствуютъ тѣ же причины, которыя мы видѣли при недостаточно открытомъ регуляторѣ. При открытіи впускнаго окна упомянутая причина не оказываетъ такого вліянія, такъ какъ начало открытія происходитъ до прихода поршня въ мертвое положеніе. При этомъ же послѣднемъ окна бывають уже открыты на нѣкоторую болѣе или менѣе значительную величину, и, кромѣ того, давленіе въ цилиндрѣ, вслѣдствіе сжатія пара и предваренія впуска, предполагается къ этому времени выравнявшимся съ давленіемъ въ золотниковой коробкѣ. Другой причиной паденія давленія служитъ, какъ сказано, большая скорость ѣзды, при которой паръ, какъ говорятъ, »не успѣваетъ за поршнемъ».

Выведенная выше формула

$$Z = \gamma \gamma_m \frac{d^2 h}{D} p_m,$$

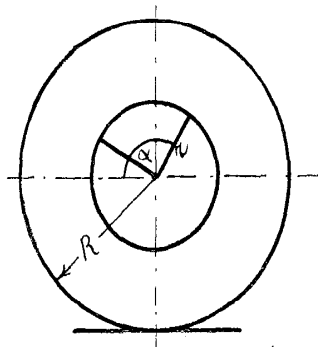
куда входитъ среднее индикаторное давленіе p_m для нормальнаго наполненія, даетъ возможность опредѣлить діаметръ цилиндровъ, которые при наиболѣе выгодномъ наполненіи могутъ доставлять наичаще требующуюся отъ паровоза работу. Но этого недостаточно. Нужно еще, чтобы при наибольшемъ принятомъ наполненіи было обезпечено: 1) троганіе паровоза съ мѣста и 2) приданіе всему повзду въ извѣстный промежутокъ времени опредѣленной скорости.

Для того, чтобы быть увереннымъ въ возможности сдвинуть поѣздъ съ мѣста, необходимо: 1) чтобы сила тяги, полученная на окружности ведущихъ колесъ, была больше силы сопротивленія поѣзда и 2) чтобы та же сила тяги была меньше силы тренія сцепныхъ колесъ о рельсы. Если не будетъ выполнено первое условіе, то сила тяги на ободъ ведущихъ колесъ не будетъ въ состояніи преодолѣть сопротивленія поѣзда, и этотъ послѣдній долженъ остаться на мѣстѣ. Если же не будетъ выполнено второе условіе, то паровозъ начнетъ буксовать, и поѣздъ также останется на мѣстѣ. Какъ извѣстно, сила на окружности ведущихъ колесъ въ теченіе одного оборота кривошипа не остается постоянной: она имѣетъ свой максимумъ и свой минимумъ. Для обезпеченія троганія паровоза съ мѣста необходимо, очевидно: 1) чтобы максимальное значеніе этой силы было меньше тренія сцепныхъ колесъ о рельсы и 2) чтобы минимальное значеніе той же силы было больше сопротивленія поѣзда при троганіи съ мѣста.

Съ достаточною для практики точностью можно принять, что въ цилиндрѣ на поршень дѣйствуетъ нѣкоторая постоянная сила P , равная площади поршня, умноженной на среднее индикаторное давленіе. Это допущеніе не уклоняется значительно съ дѣйствительности при троганіи паровоза съ мѣста, когда приходится пользоваться наибольшимъ наполненіемъ. Если при этомъ ради простоты допустимъ, что шатунъ имѣетъ безконечную длину, то, какъ ясно изъ чертежа 1, моментъ вращенія, производимый давленіемъ обеихъ поршней, выразится такъ:

$$M = Pr (\sin \alpha + \cos \alpha),$$

гдѣ r обозначаетъ длину кривошипа. Кривошипы одной и той же оси заклиниваются обыкновенно подъ угломъ 90° другъ къ другу. При такомъ



Черт. 1.

ихъ взаимномъ расположеніи нулевое значеніе момента вращенія отъ одного кривошипа совпадаетъ приблизительно съ максимальнымъ значеніемъ момента вращенія отъ другого кривошипа.

Чтобы найти, при какомъ значеніи угла α вращающій моментъ M достигаетъ максимальной величины, нужно отъ выраженія этого момента взять первую производную по углу α и приравнять ее нулю. Величина α ,

найденная изъ полученнаго такимъ образомъ уравненія, и будетъ соответствовать максимальному значенію момента вращенія, если только вторая производная меньше нуля. Сдѣлаемъ сказанное:

$$\frac{dM}{d\alpha} = Pr(\cos \alpha - \sin \alpha) = 0$$

$$\frac{d^2M}{d\alpha^2} = Pr(-\sin \alpha - \cos \alpha), \text{ т. е.}$$

$$\frac{d^2M}{d\alpha^2} < 0$$

Первое изъ этихъ выраженій можетъ равняться нулю, если $\cos \alpha - \sin \alpha = 0$, что возможно только при томъ условіи, если $\alpha = 45^\circ + n \cdot 90$. Такимъ образомъ, максимальное значеніе момента вращенія найдется изъ выраженія:

$M \text{ max.} = Pr(\sin 45^\circ + \cos 45^\circ) = 2 Pr \sqrt{\frac{1}{2}} = 1,414 Pr$. Минимальное же значеніе момента будетъ при $\alpha = 0$ или $\alpha = \pi$. Соответственно послѣднимъ значеніямъ угла α найдемъ

$$M \text{ min.} = Pr.$$

Въ такихъ предѣлахъ колеблется вращающій моментъ на окружности ведущихъ колесъ во время хода паровоза. При троганіи же съ мѣста дѣло обстоитъ нѣсколько иначе. Какъ извѣстно, парораспредѣленіе при этомъ послѣднемъ можетъ имѣть такое расположеніе, что паръ не въ состояніи проникнуть въ одинъ изъ цилиндровъ, или же при доступѣ пара плечо вращающаго момента равно нулю. Въ обоихъ этихъ случаяхъ, какъ вполне ясно, сдвиганіе паровоза съ мѣста должно быть произведено работой только одного цилиндра. Плечо вращающаго момента равно нулю, если поршень на соответствующей сторонѣ находится въ мертвомъ положеніи. Паръ не можетъ проникнуть въ цилиндръ, если при троганіи съ мѣста парораспредѣленіе занимаетъ такое положеніе, которое соответствуетъ расширенію или предваренію выпуска. Какъ въ первомъ, такъ и во второмъ случаѣ вращающій моментъ на соответствующей сторонѣ равенъ нулю. Какъ не трудно понять, наименьшее значеніе вращающаго момента при троганіи паровоза съ мѣста будетъ тогда, если парораспредѣленіе занимаетъ положеніе, отвѣчающее моменту отсѣвки въ одномъ изъ цилиндровъ. Работа этой сторсны при пускѣ въ ходъ будетъ равна нулю. Плечо же вращающаго момента на другой сторонѣ ($r \cos \alpha$) получаетъ въ это время наименьшее значеніе, какое только можетъ быть въ то время, когда на первой сторонѣ парораспредѣленіе стоитъ на періодъ расширенія или предваренія выпуска. Слѣдовательно, наименьшій вращающій моментъ силы тяги на ободѣ ведущихъ колесъ въ моментъ троганія паровоза съ мѣста будетъ имѣть слѣдующее выраженіе:

$$M \text{ min.} = Pr \cos \alpha.$$

Если наибольшее наполненіе равно 75%, что соответствуетъ повороту кривошипа на уголъ $\alpha = 120^\circ$, то на основаніи предыдущей формулы найдемъ:

$$M \text{ min.} = Pr \cos 120^\circ = Pr \sin 30^\circ = 0,5 Pr.$$

Отсюда ясно также, что чѣмъ больше наполненіе (а слѣдовательно и уголъ α), тѣмъ больше и минимальный моментъ. Наибольшій вращающій моментъ при троганіи паровоза съ мѣста въ случаѣ взятаго наполненія будетъ равенъ :

$$M_{\max.} = Pr (\cos \alpha + \sin \alpha) = Pr (\cos 120^\circ + \sin 120^\circ) = Pr (\sin 30^\circ + \cos 30^\circ) = \\ = Pr (0,5 + \sqrt{1-0,5}) = 1,365 Pr.$$

Соответственно полученнымъ минимальному и максимальному моментамъ вращенія найдемъ, что наименьшая сила тяги на ободъ ведущихъ колесъ $= 0,5 \frac{Pr}{R}$ наибольшая $= 1,365 \frac{Pr}{R}$, гдѣ R —радіусъ ведущихъ колесъ.

Совершенно ясно теперь, что для обезпеченія троганія съ мѣста взятаго паровоза необходимо, чтобы сопротивленіе всего поезда въ начальный моментъ было меньше минимальной силы $\left(0,5 \frac{Pr}{R}\right)$ и сила тренія сцепныхъ колесъ больше максимальной $\left(1,365 \frac{Pr}{R}\right)$.

Когда паровозъ сдвинуть съ мѣста, то весь избытокъ силы тяги надъ сопротивленіемъ поезда идетъ на сообщеніе послѣдному ускоренія: по прошествіи нѣкотораго времени паровозъ долженъ развивать определенную скорость. Если мы обозначимъ силу тяги въ первые моменты движенія черезъ Z , сопротивленіе поезда черезъ W , то сила, идущая на сообщеніе паровозу ускоренія, $P = Z - W$. Съ другой стороны та же сила равна ускоренію, умноженному на массу поезда, т. е. $P = Z - W = fM$, откуда $f = \frac{Z - W}{M}$. Если весь паровоза $= G_1 t.$, весь вагоновъ $= G t.$, сопротивленіе всего поезда, приходящееся на одну тонну вѣса, $= w$, то получимъ :

$$f = \frac{Z - W}{M} = \frac{Z - (G_1 + G) w}{\left(\frac{G_1 + G}{g}\right) 1000'}$$

гдѣ g — ускореніе силы тяжести. Принявъ движеніе равномерно ускореннымъ, къ полученному уравненію можно присоединить еще слѣдующее: $v = ft$. Въ этихъ двухъ уравненіяхъ неизвѣстными величинами являются f , Z и t . Задавши одну изъ нихъ, можно опредѣлить остальные двѣ. Для примѣра возьмемъ: $G_1 = 75 t$, $G = 195 t$, $w = 2,5 \text{ krg/t}$, $v = 50 \text{ km/ч.}$ и $t = 200 \text{ сек.}$ Пользуясь приведенными данными, послѣдовательно найдемъ:

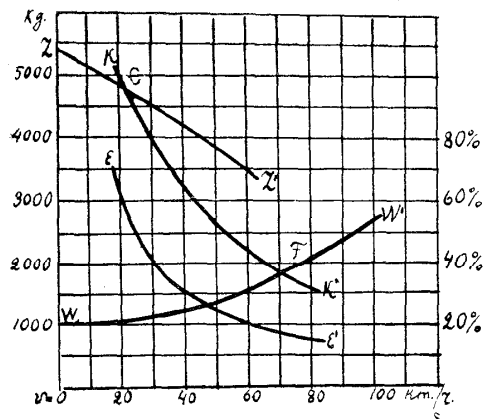
$$50 \cdot 1000 = f \cdot 200, \text{ откуда } f = 0,25 \text{ m/сек.};$$

$$f = 0,25 = \frac{[Z - (75 + 195) 2,5] 9,81}{(75 + 195) 1000}, \text{ откуда } Z = 7555 \text{ kgr.}$$

Полученный результатъ можно разсматривать только, какъ болѣе или менѣе приближенный. Онъ былъ бы вѣренъ, если бы ускореніе, сопротивленіе и сила тяги все время сохраняли одну и ту же величину. Въ действительности же этого не бываетъ. Съ увеличеніемъ скорости сила тяги, развиваемая цилиндромъ, уменьшается, сопротивленіе же поезда увеличивается, вслѣдствіе чего сила ускоренія, а

следовательно, и самое ускорение уменьшаются. Когда сила тяги уменьшаясь и сопротивление увеличиваясь сравниваются, тогда наступит равномерное движение.

Замѣтимъ, что въ большинствѣ случаевъ высшая скорость паровоза ограничивается силой тяги, вычисленной въ зависимости отъ размѣровъ котла. Для поясненія этого на черт. 2 представлена соответствующая диаграмма пассажирскаго паровоза Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа $\frac{2.4.0}{1.B}$, работающаго простой машиной. (Курсъ паровозовъ Leitzmann и Borries). На оси абсциссъ здѣсь отложены скорости паровоза, на оси ординатъ — сила тяги и сопротивление.



Черт. 2.

Ординаты линіи $Z Z'$ обозначаютъ максимальную силу тяги, вычисленную по размѣрамъ цилиндра. Эта линія съ возрастаніемъ скорости понижается, такъ какъ индикаторная сила тяги уменьшается вслѣдствіе увеличенія торможенія при впускѣ и противодавленія при выпускѣ. Линія KK' относится къ силѣ тяги, вычисленной въ зависимости отъ размѣровъ котла. Эта линія также, начиная съ нѣкоторой скорости, падаетъ съ возрастаніемъ послѣдней, при чемъ значительно быстрее, чѣмъ предыдущая. При данной скорости паровозъ не можетъ развить бльшей силы тяги, чѣмъ это позволяетъ котель: послѣдній не успѣваетъ давать достаточно пару. Отсюда понятно, что при нѣкоторой скорости не размѣры цилиндровъ, а размѣры котла опредѣляютъ силу тяги, которую можетъ развить паровозъ. Объ названныхъ раньше линіи пересѣкаются въ точкѣ C , соответствующей скорости 20 км/ч. При дальнѣйшемъ увеличенія скорости приходится уже уменьшать наполненіе, такъ какъ котель не успѣваетъ вырабатывать паръ, и если оставить прежнее наполненіе, то давленіе въ котлѣ, вслѣдствіе чрезмѣрнаго расхода пара, можетъ настолько сильно понизиться, что правильность дальнѣйшей ѣзды

разстроится. Линія EE' показываетъ, какъ идетъ пониженіе наполненія съ возрастаніемъ скорости. Линія WW' обозначаетъ сопротивленіе поезда, которое, какъ видно, съ возрастаніемъ скорости увеличивается. Въ точкѣ F линіи котловой силы тяги и сопротивленія пересѣкаются. Дальпѣйшее увеличеніе скорости невозможно, такъ какъ въ точкѣ F сопротивление и сила тяги, определенной по размѣрамъ котла, сравнялись.

Вредное пространство.

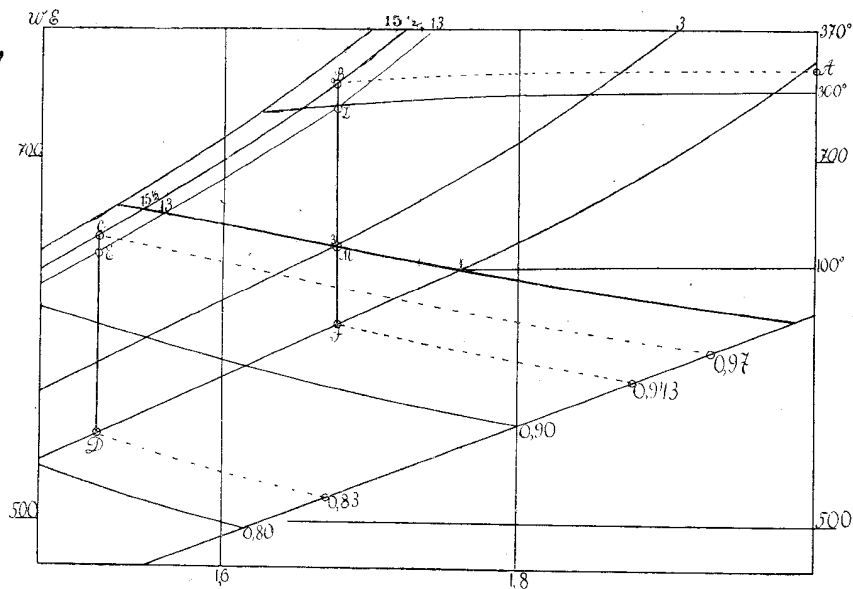
При построеніи паровыхъ діаграммъ для опредѣленія средняго индикаторнаго давленія въ *Gleichstrom-Dampfmaschine* должно быть обращено особенное вниманіе на величину вреднаго пространства. Дѣло въ томъ, что въ этой машинѣ сжатіе, какъ уже было сказано раньше, равно въ среднемъ 90% хода поршня. Чтобы при такомъ большомъ сжатіи въ концѣ хода поршня не получилось слишкомъ большого давленія, приходится и вредное пространство выбирать сравнительно большимъ.

Въ первомъ паровозѣ съ *Gleichstrom-Dampfmaschine*'ой, построенной на Коломенскомъ заводѣ для Московско-Казанской желѣзной дороги, высокое давленіе въ концѣ хода поршня устранялось дополнительнымъ выпускомъ пара черезъ два отверстія, изъ которыхъ одно было расположено на переднемъ концѣ цилиндра и другое — на заднемъ, оба сверху; каждое отверстіе было 70 мм въ діаметрѣ. Отверстія эти соединялись трубами съ паростводной коробкой, въ которой находился особый золотничекъ, управлявшій дополнительнымъ выпускомъ. Опыты однако показали, что при такомъ устройствѣ въ индикаторныхъ діаграммахъ получалось довольно большое паденіе давленія при впускѣ. Объяснялось это тѣмъ, что концы цилиндра всегда находились въ сообщеніи съ паровыми трубами, идущими къ паростводной коробкѣ. Такъ какъ эти трубы были значительно холоднѣе, чѣмъ входящій въ цилиндръ паръ, то и происходило паденіе давленія вълѣдствіе охлажденія. Справедливость этого вполне подтвердилась тѣмъ, что указанный недостатокъ исчезъ, когда дополнительный выпускъ былъ устраненъ, а для избѣжанія слишкомъ высокаго давленія въ концѣ сжатія было увеличено вредное пространство.

Величина вреднаго пространства можетъ быть найдена съ помощью новыхъ паровыхъ діаграммъ профессора Mollier. На чертѣжѣ 3 представлена часть такъ называемой *J S* паровой діаграммы. Какъ ясно изъ самой діаграммы, въ ней на оси ординатъ отложено содержаніе теплоты въ тепловыхъ единицахъ (калоріяхъ), на оси абсциссъ-антропін. Стѣва направо въ наклонномъ положеніи идутъ линіи одинаковаго давленія. Линіи эти въ области насыщеннаго пара являются прямыми, въ области же перегрѣтаго пара кривыми. Толстая линія, которая приблизительно дѣлитъ пополамъ линіи одинаковыхъ давленій, образуетъ верхнюю границу области насыщеннаго пара. Отъ этой линіи къ верху начинается область перегрѣтаго пара. Линіи одинаковаго давленія обозначены въ двухъ мѣстахъ: на верхней пограничной линіи и на линіи, раздѣляющей область

насыщенного пара от области перегретого. На правой пограничной линии поставлены, кроме того, цифры температуръ въ области перегретого пара.

Каждая точка этой диаграммы соответствуетъ вполне определенному состоянію пара. Покажемъ, какъ найти на ней точку, соответствующую данному состоянію пара. Положимъ, мы имѣемъ перегретый паръ, давленіе котораго = $15\frac{1}{2}$ абсолютнымъ атмосферамъ и температура = 325° . Находимъ на правой пограничной линіи диаграммы точку, соответствующую данной температурѣ. Обозначимъ эту точку черезъ А. Отсюда проводимъ линію, параллельную ближайшей линіи одинаковой температурѣ, до встрѣчи въ точкѣ В съ линіей, которая соединяетъ точки диаграммы, въ которыхъ давленіе пара = $15\frac{1}{2}$ атмосферамъ. Найденная такимъ образомъ точка В и указываетъ то мѣсто въ диаграммѣ, гдѣ паръ находится въ данномъ состояніи, т. е. давленіе его здѣсь равно $15\frac{1}{2}$ абсолютнымъ



Черт. 3.

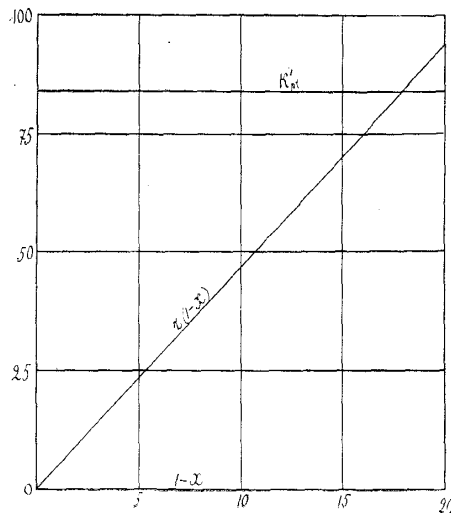
атмосферамъ (давленіе на диаграммѣ абсолютное) и температура = 325° .

Положимъ теперь, что мы имѣемъ насыщенный паръ, давленіе котораго также равно $15\frac{1}{2}$ абсолютнымъ атмосферамъ, сухость же его равна 0,97. Это значитъ, что въ одномъ килограммѣ такого пара находится 0,97 kg пара и 0,03 kg воды. На нижней наклонной линіи мы видимъ цифры 0,80; 0,83 0,97. Эти цифры указываютъ линіи одинаковой сухости пара. Какъ видно изъ диаграммы, линіи эти поднимаются справа налѣво. Само собою разумѣется, что линіи эти могутъ быть только въ области насыщеннаго пара, такъ какъ въ области перегретого пара этотъ послѣдній воды не содержитъ. Чтобы найти точку на этой диаграммѣ, которая

соответствует данному состоянию пара, необходимо, очевидно, найти точку пересечения двух линий: одной, обозначающей давление в $15\frac{1}{2}$ атмосфер, и другой, указывающей сухость пара 0,97. Искомая точка обозначена на чертеже буквою С.

Приведенные два примѣра показываютъ, что состояніе перегрѣтаго пара на діаграммѣ опредѣляется давлениемъ и температурой; состояніе же насыщеннаго — давлениемъ и степенью сухости.

Чтобы, такимъ образомъ, на діаграммѣ Mollier найти точку соответствующую состоянію даннаго насыщеннаго пара, необходимо, кромѣ его давления, знать и степень сухости. Профессоръ Stumpi въ расчетахъ тѣхъ паровыхъ машинъ, которыя онъ спроектировалъ для паровозовъ, и которыя работаютъ насыщеннымъ паромъ, принялъ ее равной 0,97. При суженіи объ этомъ вопросѣ интересно привести тѣ результаты, которые получили проф. Ломоносовъ при своихъ многочисленныхъ опытахъ надъ паровозами, произведенныхъ имъ на Екатеринбургской, Рыбинской и Ташкентской желѣзныхъ дорогахъ. Эти опыты показали, что влажность насыщеннаго пара при водѣ, содержащей нѣкоторое количество углекислыхъ солей, является значительно большею, чѣмъ даютъ лабораторныя изслѣдованія Goss'a и нѣкоторыхъ др. Въ среднемъ степень сухости пара по этимъ опытамъ проф. Ломоносова оказалась равной 0,95—0,96



Черт. 4.

Въ нѣкоторыхъ отдѣльныхъ случаяхъ степень сухости падала до 0,90 и даже ниже.

Замѣтимъ здѣсь кстати, что степень сухости насыщеннаго пара оказываетъ большое вліяніе на то количество теплоты, которое необходимо для того, чтобы данный насыщенный паръ перегрѣть до известной температуры. Это наглядно показано проф. Ломоносовымъ въ приводимой здѣсь діаграммѣ (фиг. 4), гдѣ цифры, поставленныя съ лѣвой стороны,

показывают количество теплоты, необходимое для того, чтобы 1 кгг насыщенного пара, давление которого равно 12 атмосферам, и степень влажности которого показана цифрами, поставленными внизу, перегреть до температуры 350°. Буквы, поставленные на диаграммъ, имѣютъ слѣдующее значеніе: $(1-x)$ — влажность пара; r — скрытая теплота; t — высота перегрѣва, $K'p$ — теплоемкость перегрѣтаго пара.

Перейдемъ теперь къ объясненію, какъ при помощи новыхъ паровыхъ диаграммъ проф. Mollier опредѣлить вредное пространство Gleichstrom-Dampfmaschinen, применяемой на паровозахъ.

Положимъ, машина работаетъ насыщеннымъ паромъ, при чемъ давление въ котлѣ равно 16 абсолютнымъ атмосферамъ. Что касается сухости пара, то возьмемъ ее равной 0,97, чтобы полученный результатъ сравнить съ величинами приведенныхъ раньше вредныхъ пространствъ при другихъ давленіяхъ, гдѣ также степень сухости принята равной 0,97.

Для возможности рѣшенія поставленной задачи условимся относительно нѣкоторыхъ величинъ. Предвареніе выпуска возьмемъ равнымъ 10% хода поршня, тогда сжатіе будетъ равно 90% хода поршня. Давленіе пара въ началѣ сжатія можно принять, какъ было уже сказано раньше, равнымъ одной атмосферѣ. Давленіе въ концѣ сжатія возьмемъ на двѣ съ половиной атмосферы меньше, чѣмъ давленіе при впускѣ. Последнее же можно считать на $\frac{1}{2}$ атмосферы меньше, чѣмъ давленіе въ котлѣ, т. е. равнымъ $15\frac{1}{2}$ абс. атмосферамъ. Слѣдствительно, давленіе въ концѣ сжатія равно $15\frac{1}{2} - 2\frac{1}{2} = 13$ атмосферамъ.

Замѣтимъ здѣсь, что въ паровозахъ при одномъ и томъ же наполненіи давленіе при сжатіи можетъ значительно колебаться въ зависимости отъ скорости ѣзды. При большихъ скоростяхъ давленіе получается большимъ, чѣмъ при меньшихъ скоростяхъ и при одномъ и томъ же наполненіи, слѣдствительно, при одной и той же величинѣ сжатія. Объясняется это тѣмъ, что при меньшихъ скоростяхъ сжатіе продолжается дольше, и потому большее количество теплоты черезъ стѣнки успѣетъ уйти въ атмосферу. Въ Gleichstrom-Dampfmaschinen величина сжатія не зависитъ отъ величины наполненія, но причины, вызывающія колебаніе давленія при сжатіи, остаются тѣ же.

Вредное пространство, обыкновенно, выражаютъ въ процентахъ хода поршня. Если говорятъ, что вредное пространство равно 5%, то это значитъ, что объемъ его равенъ части объема цилиндра, проходимою поршнемъ во время $\frac{5}{100}$ его хода. Такъ какъ въ нашемъ случаѣ сжатіе равно 90% хода поршня, то объемъ, который занимаетъ паръ въ началѣ сжатія, равенъ объему цилиндра, описываемому поршнемъ въ теченіе 90% его хода плюсъ объемъ вреднаго пространства. Если мы объемъ вреднаго пространства въ процентахъ хода поршня обозначимъ черезъ x , то найдемъ, что объемъ пара въ началѣ его сжатія равенъ $(90+x)$ % хода поршня. Въ концѣ сжатія паръ занимаетъ только вредное пространство (пренебрегаемъ величиной предваренія впуска и допускаемъ, что сжатіе совершается до конца хода поршня), и потому объемъ его тогда равенъ

$x\%$ хода поршня. Какъ вполне очевидно, отношеніе полученныхъ двухъ объемовъ равно $\frac{90 + x}{x}$.

Чтобы опредѣлить величину x , входящую въ это отношеніе, воспользуемся 1 кгг пара и высчитаемъ тѣ объемы, которые онъ занимаетъ въ началѣ сжатія и въ концѣ сжатія. Для опредѣленія же объема насыщеннаго пара нужно знать тѣ величины, которыя характеризуютъ данное его состояніе, т. е. нужно знать давленіе и сухость пара. При впускѣ въ цилиндръ паръ имѣлъ давленіе $15\frac{1}{2}$ абсол. атмосферъ; въ цилиндрѣ онъ расширился до давленія одной атмосферы. Принимаемъ, какъ это дѣлаетъ профессоръ Stumpf, что въ Gleichstrom-Dampfmaschine происходитъ адиабатическое измѣненіе пара. Этотъ же процессъ, какъ известно, характеризуется тѣмъ, что энтронія остается постоянной. Слѣдовательно, чтобы найти на діаграммѣ Mollier ту точку, которая соответствуетъ состоянію пара въ началѣ сжатія, нужно изъ найденной раньше точки С провести вертикальную линію до пересѣченія ея въ точкѣ D съ линіей, обозначающей давленіе въ одну атмосферу. Найденная точка D и характеризуетъ состояніе пара въ началѣ сжатія. Это состояніе въ данномъ случаѣ опредѣляется тѣмъ, что давленіе пара равно одной атмосферѣ, и степень сухости, какъ видно изъ діаграммы, равна 0,83. Такимъ образомъ одинъ килограммъ пара въ началѣ сжатія заключаетъ въ себѣ 0,83 кгг пара и 0,17 кгг воды. Зная эти величины, объемъ такого насыщеннаго пара опредѣлимъ по известной формулѣ (Hütte, стр. 333, 1908):

$$v = v' + x(v'' - v'),$$

гдѣ v' — объемъ одного килограмма воды, v'' — объемъ 1 кгг сухого насыщеннаго пара въ кубическихъ метрахъ при данномъ давленіи, x — степень сухости пара. Объемъ одного килогр. воды, какъ известно, равенъ 0,001 куб. м.; объемъ же одного кгг насыщеннаго пара при давленіи въ одну атмосферу (Hütte, S. 334, 1908) равенъ 1,7220 куб. м. Величина же сухости x найдена равной 0,83. Подставляя въ предыдущую формулу, вмѣсто буквъ, ихъ значенія, получимъ:

$$v = v' + x(v'' - v') = 0,001 + 0,83(1,7220 - 0,001) = 1,42943 \text{ куб. м.}$$

Теперь найдемъ на діаграммѣ точку, соответствующую состоянію пара въ концѣ сжатія. Конечное давленіе пара, согласно принятому нами раньше условію, равно 13 абсолютнымъ атмосферамъ. Предполагая сжатіе, какъ это мы сдѣлали для расширенія, адиабатическимъ, должны признать, что измѣненіе состоянія пара будетъ происходить по вертикальной линіи, проведенной изъ точки D, въ обратномъ направленіи сравнительно съ тѣмъ измѣненіемъ, которое происходило при расширеніи. Конечное состояніе пара при сжатіи опредѣлится точкой E, которая представляетъ собою точку пересѣченія, упомянутой вертикальной линіи съ линіей давленія въ 13 атмосферъ. Это состояніе, кромѣ давленія въ 13 атмосферъ, характеризуется еще, какъ показываетъ діаграмма, степенью сухости приблизительно 0,954. Объемъ, занимаемый теперь паромъ, опредѣлится по той же формулѣ

$$v = v' + x(v'' - v'),$$

при чемъ $x = 0,954$; $v' = 0,001$. Что касается величины v'' , представляющей объемъ 1 кгг насыщеннаго пара при давленіи 13 атмосферъ, то ее беремъ изъ таблицы (Hütte, S. 334); она равна 0,1565. Подставляя эти величины въ предыдущее равенство, получимъ:

$$v = v' + x(v'' - v') = 0,001 + 0,954(0,1565 - 0,001) = 0,1485361 \text{ куб. м.}$$

Итакъ объемъ въ началъ сжатія равенъ 1,42943 куб. м., въ концъ же онъ равенъ 0,148536 куб. м. Отношеніе этихъ объемовъ равно

$$\frac{1,42943}{0,148536}$$

Приравнивая это отношеніе найденному раньше отношенію тѣхъ же объемовъ, найдемъ:

$$\frac{90 + x}{x} = \frac{1,42943}{0,148536}$$

Это уравненіе даетъ возможность опредѣлить величину вреднаго пространства x въ процентахъ хода поршня. Рѣшая его, получимъ:

$$x \cong 10,5.$$

Покажемъ теперь, какъ опредѣлить съ помощью діаграммы Mollier вредное пространство паровой Gleichstrom-Dampfmaschine, работающей перегрѣтымъ паромъ. Допустимъ, какъ и прежде, что давленіе пара въ котлѣ равно 16 абсолютнымъ атмосферамъ, при входѣ же въ цилиндръ — $15\frac{1}{2}$ абс. атмосферамъ. Температура перегрѣтаго пара = 325° . Примемъ тѣ же значенія величинъ предваренія впуска, сжатія, давленія въ началъ сжатія и давленія въ концъ сжатія. Относя свои разсужденія къ одному килограмму пара, найдемъ, подобно предыдущему, уравненіе, представляющее равенство двухъ отношеній, изъ которыхъ каждое показываетъ, во сколько разъ объемъ пара въ началъ сжатія больше объема того же пара въ концъ сжатія въ предположеніи, что сжатіе продолжается до конца хода поршня. Первое отношеніе получится такое же, какъ и раньше, т. е. $\frac{90 + x}{x}$. Найдемъ величину второго отно-

шенія. При объясненіи діаграммы Mollier мы уже указали, какъ найти точку В, соответствующую тому состоянію пара, при которомъ давленіе равно $15\frac{1}{2}$ абсолютнымъ атмосферамъ и температура 325° . Допуская опять-таки, что расширеніе происходитъ по адіабатѣ, найдемъ точку F, соответствующую состоянію пара въ началъ сжатія. Эта точка лежитъ на пересѣченіи вертикальной линіи, проведенной изъ точки В, съ линіей давленія въ одну атмосферу, такъ какъ, по сдѣланному предположенію, давленіе пара въ началъ сжатія равно одной атмосферѣ. Положеніе найденной точки F показываетъ, что она находится въ области насыщеннаго пара, и что степень сухости приблизительно равна 0,943. Объемъ одного кгг такого насыщеннаго пара найдемъ по прежней формулѣ

$$v = v' + x(v'' - v')$$

Подставляя сюда аналогично тому, какъ и въ первомъ случаѣ, необходимые величины, получимъ:

$$v = v' + x(v'' - v') = 0,001 + 0,943(1,7220 - 0,001) = 1,623903 \text{ куб. м.}$$

Для опредѣленія объема въ концѣ сжатія найдемъ на діаграммѣ точку, соответствующую состоянію пара въ концѣ сжатія. Такой точкой будетъ L, лежащая на пересѣченіи вертикальной линіи, проведенной изъ E, съ линіей давленія въ 13 атмосферъ. Найденная точка, какъ показываетъ діаграмма, лежитъ въ области перегрѣтаго пара. Объемъ одного kgr пара въ данномъ случаѣ опредѣлится по формулѣ (Hütte, S. 340)

$$v = 0,001 + 47 \frac{T}{P} - V,$$

гдѣ T обозначаетъ абсолютную температуру, P — давленіе въ kgr на квадратный метръ. Въ нашемъ примѣрѣ температура пара въ концѣ сжатія, какъ показываетъ положеніе точки L, равна приблизительно 297°, а потому $T = 273 + t = 273 + 297 = 570^\circ$. Давленіе въ концѣ сжатія равно у насъ 13 атмосферамъ, или, все равно, 13 kgr на квадратный сантиметръ, такъ какъ одна атмосфера на поверхность въ одинъ сантиметръ давить съ силою 1 kgr. Въ силу того, что въ одномъ квадратномъ метрѣ содержится 100² квадратныхъ сантиметровъ, находимъ:

$$P = 100^2 \cdot 13$$

Что касается величины V, то она зависитъ отъ температуры пара и для 297° равна (Hütte, стр. 338) приблизительно 0,0064.

Подставляя въ послѣднюю приведенную формулу, вмѣсто буквъ, соответствующія имъ величины, получимъ:

$$v = 0,001 + 47 \frac{T}{P} - V = 0,001 + 47 \frac{570}{13 \cdot 102^2} - 0,0064 \cong 0,200677 \text{ куб. м.}$$

Такимъ образомъ, отношеніе объема пара въ началѣ сжатія къ объему того же пара въ концѣ сжатія равно

$$\frac{1,623902}{0,200677}$$

Уравненіе для опредѣленія вреднаго пространства получимъ въ такомъ видѣ:

$$\frac{90 + x}{x} = \frac{1,623902}{0,200677}$$

Рѣшивъ его, будемъ имѣть:

$$x \cong 12,7\% \text{ хода поршня.}$$

Приведенные два примѣра показываютъ, что для перегрѣтаго пара требуется большее вредное пространство, чѣмъ для насыщеннаго, въ случаѣ если тотъ и другой имѣютъ одинаковое давленіе при впускѣ, въ началѣ сжатія и въ концѣ сжатія.

Давленіе пара, примѣняемое въ паровозахъ.

Скажемъ нѣсколько словъ о выбираемомъ давленіи пара, примѣняемомъ въ паровозахъ вообще и при Gleichstrom-Dampfmaschine въ частности. Въ современной паровозной практикѣ давленіе это колеблется въ предѣлахъ 12—16 атм. по манометру. Съ повышеніемъ давленія увели-

чивается термическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія паровозной машины. Это слѣдуетъ изъ того, что чѣмъ больше давленіе насыщеннаго пара, тѣмъ выше его температура, такъ какъ определенному давленію такого пара соответствуетъ вполне определенная температура. Термическій же коэффициентъ полезнаго дѣйствія выражается формулой

$$\eta = \frac{T - T_1}{T},$$

гдѣ T — температура пара, входящаго въ цилиндръ, и T_1 — выходящаго изъ цилиндра. Предполагая, что температура выходящаго пара колеблется въ тѣсныхъ предѣлахъ, находимъ, что для повышенія термическаго коэффициента необходимо увеличить T , т. е. температуру пара при впускѣ въ цилиндръ, что возможно, въ случаѣ примѣненія насыщеннаго пара, только при увеличеніи давленія. Но повышение давленія влечетъ за собою увеличеніе вѣса паровоза, такъ какъ приходится стѣнки котла и цилиндра дѣлать болѣе толстыми; вмѣстѣ съ тѣмъ увеличивается также и износъ котла, машины и движущихся частей.

Примѣненіе перегрѣтаго пара даетъ возможность увеличить температуру пара при впускѣ въ цилиндръ, а слѣдовательно и термическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія, не прибѣгая къ увеличенію давленія, такъ какъ послѣднее при перегревѣ пара не измѣняется.

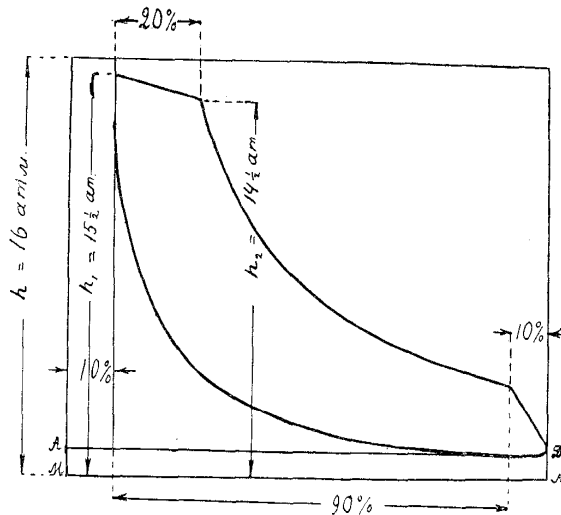
При примѣненіи Gleichstrom-Dampfmaschine вопросъ о выборѣ давленія пара имѣетъ важное значеніе и въ другомъ отношеніи. Мы уже видѣли, что въ этой машинѣ сжатіе продолжается въ среднемъ 90% хода поршня; что, вслѣдствіе этого, давленіе въ концѣ сжатія получается болѣе значительнымъ, чѣмъ въ обыкновенной машинѣ. Но такъ какъ это послѣднее должно быть меньше давленія при впускѣ, то приходится или назначать болѣе высокое давленіе въ котлѣ или вредное пространство дѣлать болѣшимъ сравнительно съ вреднымъ пространствомъ при соответствующихъ условіяхъ въ обыкновенной машинѣ, такъ какъ извѣстно, что съ увеличеніемъ вреднаго пространства кривая сжатія понижается. Но увеличеніе вреднаго пространства влечетъ за собою и лишнія потери, тѣмъ болѣе, что при низкихъ давленіяхъ оно получается довольно значительнымъ. Въ виду этого проф. Stampf советуетъ при примѣненіи въ паровозахъ насыщеннаго пара пользоваться давленіями въ котлѣ, достигающими 16—18 атмосферъ. Недавно имъ была спроектирована Gleichstrom-Dampfmaschine для паровозовъ Венгерскихъ желѣзныхъ дорогъ, работающая насыщеннымъ паромъ, при чемъ давленіе взято равнымъ 16 абсолютнымъ атмосферамъ.

Въ настоящее время почти на всѣхъ паровозахъ, работающих перегрѣтымъ паромъ, установлено давленіе въ 13 абсолютныхъ атмосферъ.

Построеніе индикаторной діаграммы.

Установивъ величину вреднаго пространства, можно перейти къ вычерчиванію индикаторной діаграммы. Называется она такъ потому, что въ существующихъ паровыхъ машинахъ ее получаютъ при помочи

особаго прибора, называемаго индикаторомъ. На черт. 5 представлена одна изъ такихъ диаграммъ Gleichstrom-Dampfmaschine, при чемъ давление въ котлѣ принято равнымъ 16 атм. Линія MN есть такъ называемая нулевая линія, съ которой къверху идетъ счетъ давленій; AD — атмосферная линія. Разстояние между сѣими названными линіями представляетъ давленіе вѣшняго воздуха на одинъ квадратный сантиметръ поверхности моря. Это давленіе равно одному килограмму. Вся высота h



Черт 5.

диаграммы представляетъ абсолютное давленіе пара въ котлѣ; h_1 — абсолютное давленіе пара при впускѣ въ цилиндръ. Давленіе пара, входящаго въ цилиндръ, всегда нѣсколько меньше, чѣмъ давленіе въ котлѣ. Проходя черезъ регуляторъ и паропроводъ, онъ теряетъ часть своего давленія. Въ виду трудности точнаго опредѣленія этого паденія, приходится оценивать его приблизительно. При опредѣленіи вреднаго пространства во взятомъ нами примѣрѣ мы приняли это паденіе равнымъ половинѣ атмосферъ, такъ что $h_1 = 15 \frac{1}{2}$ абсол. атмосферамъ. Величина наполненія въ приведенной диаграммѣ принята равной 20% хода поршня. Если это наполненіе принять за среднее, при которомъ паровозъ работаетъ при нормальныхъ условіяхъ, то цилиндры должны быть такъ рассчитаны, чтобы при этомъ наполненіи они могли доставлять наичаще требуемую работу.

Давленіе въ концѣ впуска всегда меньше, чѣмъ въ началѣ, вслѣдствіе торможенія пара, происходящаго при прохожденіи черезъ впускное отверстіе клапана или золотника. Если давленіе при впускѣ равно h_1 абс. атмосферамъ, а въ концѣ впуска h_2 , то потеря давленія отъ мятія пара разна $h_1 - h_2 = ah_1$, гдѣ a — коэффициентъ мятія. Чѣмъ больше скорость пара при прохожденіи черезъ впускное стверстіе, тѣмъ больше коэффициентъ a , т. е. тѣмъ больше паръ теряетъ въ своемъ давленіи. Величина

этой потери подобно тому, какъ и величина паденія давленія при переходѣ пара изъ котла въ цилиндръ, можетъ быть оцѣнена только приблизительно. Въ нашемъ примѣрѣ эта потеря давленія принята равной одной атмосферѣ, такъ что $h_2 = 14\frac{1}{2}$ абсолютнымъ атмосферамъ.

Съ прекращеніемъ наполненія цилиндра свѣжимъ паромъ начинается расширение этого послѣдняго. Предполагая, что въ Gleichstrom-Dampfmaschine's расширение происходитъ по адиабатѣ какъ въ случаѣ насыщеннаго, такъ и въ случаѣ перегрѣтаго пара, можно применить къ кривой расширения уравненіе, предложенное Rankin'омъ, именно

$$p v^\mu = p_1 v_1^\mu$$

Для насыщеннаго пара коэффициентъ μ можетъ быть найденъ по формулѣ Zeuner'a

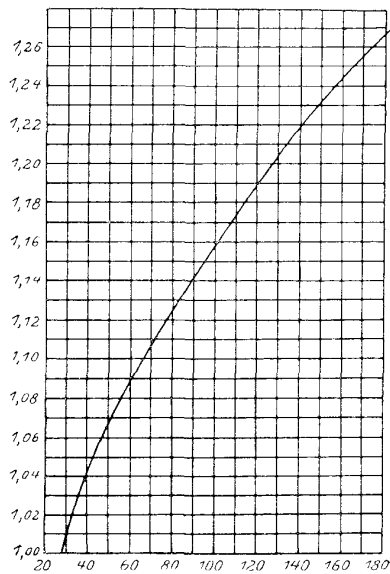
$$\mu = 1,035 + 0,1 x$$

Это значеніе коэффициента дѣйствительно для x въ предѣлахъ 0,7—1,0. Мы приняли x при опредѣленіи вреднаго пространства равнымъ 0,97. Подставляя это значеніе въ выраженіе для μ , получимъ:

$$\mu = 1,035 + 0,1 \cdot 0,97 = 1,132 \cong 1,13.$$

Такимъ образомъ, мы видимъ, что при насыщенномъ парѣ величина μ зависитъ отъ степени сухости пара. По мѣрѣ адиабатическаго расширения сухость пара, а вмѣстѣ съ тѣмъ и значеніе коэффициента μ , будетъ уменьшаться, какъ это ясно видно изъ діаграммы Mollier. Но при построеніи кривой не принимаютъ во вниманіе того обстоятельства, что величина μ измѣняется; полагаютъ, что она все время остается постоянной.

При перегрѣтомъ парѣ значеніе μ зависитъ отъ температуры перегрѣва. Чѣмъ больше температура перегрѣва, тѣмъ больше значеніе μ . Для нахождения значенія μ въ этомъ случаѣ можетъ служить кривая, представленная на черт. 6*). Здѣсь на оси абсциссъ отложены температуры перегрѣва пара, а на оси ординатъ соответствующія величины коэффициента μ . Замѣтимъ, что здѣсь по оси абсциссъ отложены только разницы температуръ перегрѣтаго пара и насыщеннаго, только величина перегрѣва. Допустимъ, что перегрѣтый паръ имѣетъ температуру 325° , давленіе же равно $15\frac{1}{2}$ абсолютнымъ атмосферамъ. Насыщенный паръ такого



Черт. 6.

*) Beiträge zur Theorie der Heissdampfmaschine. Von Karl Fred. Holmboe. Dingl. Polyt. Journal 1909.

Для построения политропы поступают следующим образом: через точку 0 (черт. 7), которая лежит на линии 0x, обозначающей давление, равное абсолютному нулю, проводят линию 0k, которая с линией 0x составляет произвольный угол α . После этого определяют угол β из следующего уравнения:

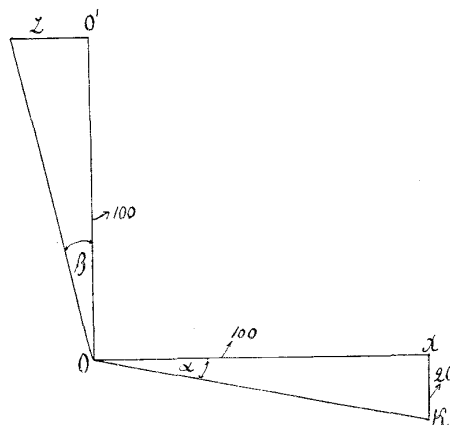
$$1 + \operatorname{tg} \beta = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^\mu$$

Показатель степени μ , входящий сюда, взят из выражения политропической кривой:

$$p v^\mu = p_1 v_1^\mu = \text{const.}$$

Затем через точку a, представляющей начало расширения, проводят вертикальную и горизонтальную линии, которые соответственно пересекают линии 00' и 0k в точках a' и a''. Из этих последних двух точек проводят прямые под углом 45° к линиям 00 и 0x. Проведенные таким образом прямые пересекают линии 0x и 0z в точках b' и b. Из точки b проводят горизонтальную, а из точки b' вертикальную линии, которые пересекаются в точке c. Эта последняя лежит на политропе. Поступая таким образом и дальше, можно найти достаточное число точек, лежащих на политропе. После этого стоит только эти последние соединить кривой.

Чтобы не вычислять при помощи приведенного раньше равенства $1 + \operatorname{tg} \beta = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^\mu$ каждый раз угол, можно воспользоваться чертежом № 8 и табл. 2-й*). Из точки 0 проводят две линии 00' и 0x под прямым углом, из которых каждая равна 100 мм. Из точки x про-



Черт. 8.

водят линию, перпендикулярную к 0x и равную 20 мм, так что 0k служит гипотенузой прямоугольного треугольника, катеты которого равны 100 и 20 мм. Через точку 0' проводят линию z, перпендикулярную к 00', при чем длину ее выбирают из следующей таблицы:

μ	1,02	1,04	1,06	1,08	1,10	1,12	1,14	1,16	1,18	1,2	1,22	1,24	1,26
z	20,44	20,88	21,32	21,76	22,20	22,65	23,1	23,55	24,00	24,46	24,91	25,37	25,83

Полученный таким образом угол β является искомым. Значение z в каждом случае зависит от величины μ . Эта же последняя определяется температурой перегретого пара при данном его давлении. Как найти величину μ , мы говорили уже раньше. Приведенные в

*) Elementare Berechnung der Dampfmaschinen. Von W. Grabowsky.

таблицъ значенія z найдены изъ выраженія $1 + \operatorname{tg} \beta = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^{\mu}$, которое при помощи величинъ, обозначенныхъ на черт. 8, превращается въ слѣдующее:

$$1 + \frac{z}{100} = \left(1 + \frac{20}{100}\right)^{\mu}$$

$$1 + \frac{z}{100} = \left(1 + \frac{1}{5}\right)^{\mu}$$

$$1 + \frac{z}{100} = \left(\frac{6}{5}\right)^{\mu}$$

$$\text{откуда } z = 100 \left[\left(\frac{6}{5}\right)^{\mu} - 1 \right].$$

Давая въ этомъ послѣднемъ выраженіи различныя значенія μ , будемъ получать соответствующія значенія z .

На основаніи тѣхъ же соображеній можно построить и линію сжатія.

Когда индикаторная діаграмма построена, то однимъ изъ извѣстныхъ способовъ можно найти ея площадь, а затѣмъ и среднее индикаторное давленіе.

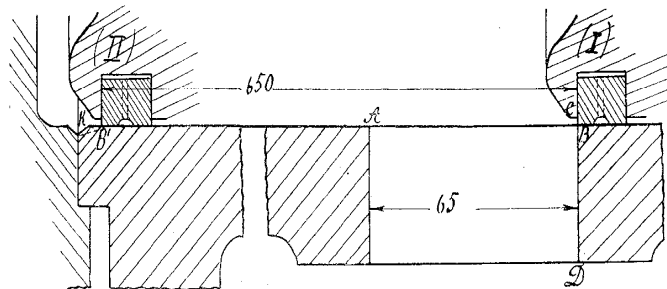
Предвареніе выпуска принимается въ Gleichstrom-Dampfmaschine, какъ уже говорилось раньше, въ среднемъ около 10% хода поршня.

Что касается предваренія впуска, то при построеніи теоретической индикаторной діаграммы для опредѣленія средняго индикаторнаго давленія его можно не принимать во вниманіе.

При одномъ и томъ же наполненіи среднее индикаторное давленіе, въ случаѣ примѣненія Gleichstrom-Dampfmaschine, получается нѣсколько меньшимъ, чѣмъ при обыкновенной машинѣ, поэтому діаметръ цилиндровъ первой слѣдуетъ брать большимъ.

Длина цилиндровъ.

Къ особенностямъ цилиндра Gleichstrom-Dampfmaschine относится его значительно большая длина сравнительно съ цилиндромъ обыкновенной паровой машины. Такъ длина обыкновенныхъ паровыхъ цилиндровъ на усиленномъ товарномъ паровозѣ Коломенскаго завода = 738 mm



Черт. 9.

(до заточки); длина же цилиндра Gleichstrom-Dampfmaschine на томъ же паровозѣ = 1210 mm.

Определение длины цилиндра может быть сделано следующим образом. Прежде всего находятъ отверстия для выпуска пара. Здѣсь на черт. 9 длина этихъ отверстій по оси цилиндра = 65 мм. Возьмемъ ходъ поршня равнымъ 650 мм. Если предвареніе выпуска равно 10% хода поршня, то разстояніе кромки поршневого кольца В отъ А равно 65 мм. Въ данномъ случаѣ считаемъ за начало предваренія выпуска тотъ моментъ, когда кромка кольца В начинаетъ сходить съ кромки выпускного отверстия А; въ концѣ же предваренія выпуска или при правомъ мертвомъ положеніи поршня, кромка кольца В и правая кромка выпускного отверстия D лежатъ на одной вертикальной линіи.

Замѣтимъ, что иногда за начало предваренія выпуска считаютъ тотъ моментъ, когда кромка поршня С начинаетъ сходить съ кромки выпускного отверстия А. Въ действительности же паръ изъ цилиндра начинаетъ выходить нѣсколько раньше, именно когда точка В сходитъ съ точки А. Но до открытія окна кромкой С выпускъ пара незначительный.

Въ представленномъ на чертежѣ видѣ (I) поршень находится въ правомъ мертвомъ положеніи. Отсюда до лѣваго мертваго положенія (II) онъ долженъ пройти 650 мм; следовательно, и точка В пройдетъ 650 мм. При лѣвомъ мертвомъ положеніи точка поршня В будетъ лежать на разстояніи $650 - 65 = 585$ мм влѣво отъ точки А. Предполагая, что $K B' = 7$ мм, находимъ, что вся длина цилиндра равна $2 \cdot A B' + 2 K B' + 65 = 2 \cdot 585 + 2 \cdot 7 + 65 = 1249$ мм.

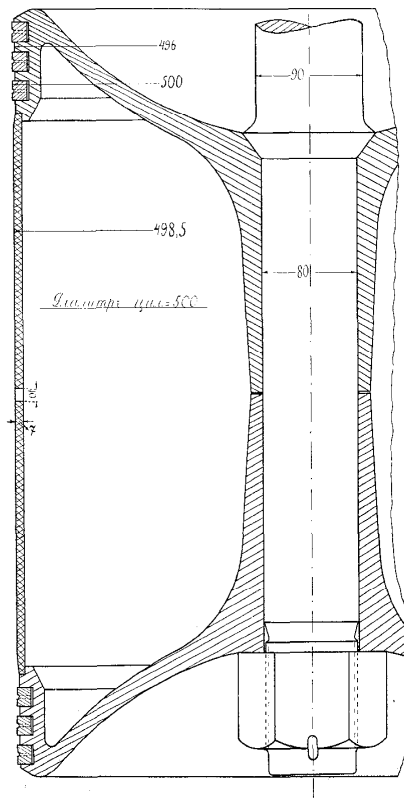
Замѣтимъ, что обыкновенно въ концѣ цилиндра дѣлаютъ заточку, какъ это показано пунктиромъ на только что приведенномъ чертежѣ, при чемъ устраиваютъ это такимъ образомъ, чтобы кольца поршня по крайней мѣрѣ на 4—5 мм заходили за кромку заточки. Этимъ имѣется въ виду достигнуть того, чтобы цилиндры одинаково изнашивались по всей длинѣ, чтобы не получалось на концѣ возвышеній. Но подобное устройство имѣетъ и свои недостатки. Какъ известно въ пружинящихъ кольцахъ имѣются отверстия для выравниванія давленія съ обѣихъ сторонъ колецъ. При указанномъ устройствѣ, какъ показали опыты, иногда попадаетъ черезъ отверстия вода подъ кольца, и эти послѣдніе перестаютъ пружинить. Исходя изъ этихъ соображеній, проф. J. Stumpf совѣтуетъ не дѣлать заточекъ на концахъ цилиндровъ; если же ихъ и дѣлать, то устраивать такимъ образомъ, чтобы наружная кромка вѣшняго кольца не доходила до начала заточки по крайней мѣрѣ на 4—5 мм.

Поршень.

Существенную особенность машины J. Stumpf'a составляетъ длинный пустотѣлый поршень. Длина этого послѣдняго можетъ быть легко определена, если известна уже длина цилиндра и то мѣсто, которое занимаетъ поршень въ своемъ крайнемъ положеніи. На приведенномъ чертежѣ 9 поршень въ лѣвомъ мертвомъ положеніи располагается такъ, что лѣвая кромка В' крайняго лѣваго кольца отстоитъ отъ конца цилиндра

на разстояніи KB'; правая кромка крайняго праваго кольца совпадаетъ съ кромкой А выпускнаго отверстия. Такъ какъ разстояніе между А и В' известно уже изъ опредѣленія длины цилиндра, то известна также и длина поршня между крайними кромками крайнихъ концовъ. Эта длина для взятаго нами примѣра равна 585 mm.

На чертежѣ 10 представлена обычная форма поршня, применяемая въ паровой Gleichstrom-Dampfmaschine. Какъ ясно изъ чертежа,



Черт. 10.

поршень состоитъ изъ трехъ частей: изъ двухъ стальныхъ вогнутыхъ дисковъ съ длинными обращенными одна къ другой втулками, которыя при собранномъ поршнѣ соприкасаются между собою (передъ затяжкой между втулками слѣдуетъ оставлять зазоръ въ $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{2}$ mm), и одного стального барабана, который надвигается на заточки, сдѣланныя на окружности стальныхъ дисковъ. Вогнутая форма дисковъ обусловливается тѣмъ обстоятельствомъ, что паровая Gleichstrom-Dampfmaschine, какъ машина съ выпускомъ пара въ атмосферу, требуетъ большого вреднаго пространства. Большая часть послѣдняго и заключается въ вогнутой части поршня. На первомъ паровозѣ съ Gleichstrom-Dampfmaschine, построенной на Коломенскомъ заводѣ, поршень не былъ такъ сильно вогнутъ. Общій видъ его показанъ на чертежѣ 11.

На этомъ паровозѣ большое давленіе при сжатіи, какъ известно, было устранено не применениемъ большого вреднаго пространства, а применениемъ дополнительнаго выпуска. По концамъ цилиндра сдѣланы были отверстия, черезъ которыя паръ послѣ закрытія выпускныхъ отверстій могъ еще некоторое время выходить. Выходъ этого пара регулировался особымъ золотничкомъ. Но при дальнѣйшихъ постройкахъ эту усложняющую конструкцію оставили и уменьшенія давленія при сжатіи стали достигать применениемъ большого вреднаго пространства, съ увеличеніемъ котораго кривая сжатія поднимается медленнѣе.

Вогнутая форма поршня выгодно влияет на его прочность. При такой форме стьнки дисковъ, какъ известно, можно дѣлать тоньше, а вмѣстѣ съ этимъ уменьшится и вѣсъ всего поршня, что въ данномъ случаѣ очень важно.

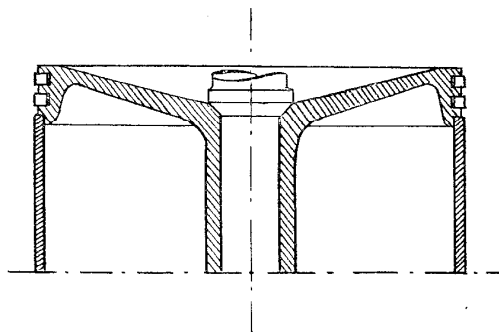
Каждый изъ двухъ дисковъ несетъ на себѣ отъ двухъ до трехъ пружинящихъ колець. Оба диска надѣты на поршневой штокъ и стянуты гайкой. Вращеніе дисковъ на штокъ предупреждается затяжкой гайки, а также шпонками. Отворачиваніе гайки предупреждается чекой.

На оба диска надѣтъ стальной барабанъ. Толщина его можетъ быть принята 6—8 мм. Диаметръ барабана назначается нѣсколько меньше диаметра цилиндра, именно рекомендуется, чтобы игра достигала 0,003 диаметра цилиндра. Если напр. диаметръ цилиндра = 500 мм, то диаметръ поршневого барабана дѣлается равнымъ 498,5 мм. Въ этомъ случаѣ ось поршневого штока лежитъ ниже оси цилиндра, именно на величину $\frac{1,5}{2} = 0,75$ мм. Раз-

ницей въ диаметрахъ цилиндра и поршневого барабана принимается во вниманіе болѣе сильное расширеніе поршня и меньшее расширеніе цилиндра по диаметру. Если бы диаметры ихъ выполнялись одинаковыми, то поршень могъ бы защемляться въ цилиндрѣ.

Какъ видно изъ предыдущаго, поршень опирается на стѣнку цилиндра своей нижней частью. Въ виду большой площади соприкосновенія давленіе, приходящееся на единицу поверхности, сравнительно не велико, и стѣнки цилиндра предохраняются отъ стиранія. Въ виду этого отпадаетъ необходимость въ переднемъ сальникѣ и въ продолженіи поршневого штока. Болѣе короткий поршневой штокъ служитъ къ уменьшенію вѣса движущихся взадъ и впередъ частей паровоза.

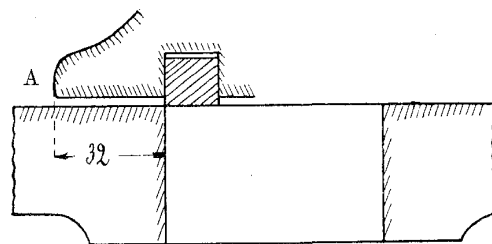
Значительное удаленіе дисковъ поршня другъ отъ друга оказываетъ благоприятное вліяніе въ томъ смыслѣ, что лучше устраняется переходъ теплоты черезъ поршень изъ одной части цилиндра въ другую. Въ крайнемъ положеніи поршня съ одной стороны находится паръ наивысшей температуры и давленія, съ другой наинизшей. При обыкновенной конструкціи поршня, когда онъ состоитъ изъ одного металлическаго диска, переходъ теплоты, безъ сомнѣнія, совершается гораздо легче, чѣмъ при такой конструкціи поршня, гдѣ этотъ послѣдній состоитъ изъ двухъ дисковъ и воздушнаго пространства между ними. Воздухъ, какъ известно,



Черт. 11.

дурной проводникъ тепла. Кроме того при поршнѣ, применяемомъ въ Gleichstrom-Dampfmaschinenъ, большее число колець отдѣляетъ паръ наивысшаго давленія отъ пара наинизшаго давленія, что также служитъ для достиженія той же цѣли.

Для полученія болѣе постепеннаго открытія выпускныхъ оконъ и устранения или, по крайней мѣрѣ, ослабленія рѣзкаго выхлопа пара изъ цилиндра поршневые кольца помѣщаются иногда на довольно значительномъ разстояніи отъ кромки поршневого диска. Въ поршнѣ, примененномъ на товарномъ паровозѣ Швейцарскихъ желѣзныхъ дорогъ, это разстояніе равно 32 mm. На чертежѣ 12 схематически показано



Черт. 12.

подобное устройство. Паръ начинаетъ выходить изъ цилиндра, какъ только поршневое кольцо начинаетъ открывать выпускное окно. Но площадь для выхода пара вначалѣ небольшая. До тѣхъ поръ, пока кромка А диска не начнетъ открывать выпускныхъ отверстій, площадь эта равна кольцевой площади, заключающейся между тѣломъ диска и стѣнкой цилиндра. Диаметръ диска дѣлаютъ обыкновенно на 4 mm меньше диаметра цилиндра. Тѣло диска не должно касаться стѣнокъ цилиндра: касаніе происходитъ поршневыми кольцами.

Только что указанный, иногда применяемый способъ расположенія поршневыхъ колець имѣетъ и свой недостатокъ, именно увеличивается предвареніе выпуска, и вслѣдствіе этого теряется часть площади диаграммы.

Несмотря на то, что въ поршнѣ паровозной Gleichstrom-Dampfmaschinenъ отсутствуетъ передняя часть поршневого штока; что, благодаря вогнутой формѣ дисковъ, стѣнки этихъ послѣднихъ можно дѣлать сравнительно тонкими, — въ общемъ все-таки поршень этой машины вѣситъ болѣе, чѣмъ поршень соответствующей обыкновенной паровой машины.

Укажемъ здѣсь на нѣкоторые сравнительные примѣры:

1) Поршень Gleichstrom-Dampfmaschinenъ, примененной на упомянутомъ товарномъ паровозѣ Швейцарскихъ желѣзныхъ дорогъ, вмѣстѣ съ поршневымъ штокомъ вѣситъ 280,8 kgr; поршень же обыкновенной паровой машины того же паровоза вѣситъ вмѣстѣ со штокомъ на 68,3 kgr меньше, т. е. онъ вѣситъ 222,5 kgr.

2. Поршень Gleichstrom-Dampfmaschinenъ, поставленной на товарномъ паровозѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ, вмѣстѣ съ поршневой штангой вѣситъ 258 kgr; поршень же обыкновенной паровой машины того же паровоза вѣситъ 191 kgr, т. е. на 67 kgr меньше.

Мы уже говорили, что поршни разсмотрѣнной конструкции работаютъ сравнительно хорошо. Опыты однако показали, что послѣ продолжитель-

въ 90 mm. Этими накладками и соприкасается поршень со стѣнками цилиндра. Самыя накладки не идутъ по всей окружности поршневого диска; онѣ занимаютъ приблизительно $\frac{1}{3}$ всей окружности. Накладки посредствомъ заклепокъ прикрѣпляются къ поршневому барабану.

Другую особенность этого поршня, сравнительно съ приведенными раньше, составляетъ то, что здѣсь нѣтъ отдѣльнаго барабана, надѣтаго на диски. Весь поршень состоитъ изъ двухъ частей, надѣтыхъ на поршневой штокъ и стянутыхъ гайкой.

Посрединѣ барабана по его окружности сдѣлано нѣсколько отверстій діаметромъ въ 10 mm. Цѣль ихъ состоитъ въ томъ, чтобы случайно попавшая въ поршень вода могла отсюда свободно удалиться при прохождѣ этихъ отверстій надъ выпускными отверстіями цилиндра.

Въ послѣднее время проф. J. Stumpf сталъ примѣнять въ паровой Gleichstrom-Dampfmaschine поршень, показанный на чертежѣ 14. Главное отличіе его отъ прежде описанныхъ состоитъ въ томъ, что средняя часть его, барабанъ, сдѣлана изъ шведскаго чугуна. Опыты показали, что при стальномъ барабанѣ послѣ нѣкотораго болѣе или менѣе продолжительнаго времени работы замѣчается изнашиваніе и царапаніе стѣнокъ цилиндра. При послѣдней же конструкціи указанныхъ недостатковъ до сихъ поръ не обнаружилось, поэтому она теперь главнымъ образомъ и рекомендуется, въ особенности при примѣненіи перегрѣтаго пара.

Какъ видно изъ чертежа, концы барабана, надѣтаго на диски, имѣютъ меньшій діаметръ, чѣмъ средняя часть. Это также относится къ особенностямъ этого поршня. Оказывается, что во время работы диски, а также концы барабана расширяются болѣе, чѣмъ средняя часть барабана. Одной изъ причинъ этого явленія служитъ то обстоятельство, что средняя часть барабана никогда не приходитъ въ соприкосновеніе съ паромъ наивысшей температуры; каждый же изъ дисковъ два раза во время полного оборота омывается паромъ наивысшей температуры. Если же концы поршня расширятся болѣе, чѣмъ средняя часть, то эта послѣдняя вовсе не касается цилиндра, и вся тяжесть поршня передается стѣнкамъ цилиндра черезъ концы, сравнительно небольшую поверхность, вслѣдствіе чего давленіе на единицу поверхности цилиндра увеличивается, и происходитъ изнашиваніе и царапаніе послѣдней. Съ цѣлью устраненія этого недостатка концы барабана имѣютъ меньшій діаметръ.

По окружности барабана послѣдняго поршня сдѣлано нѣсколько канавокъ. Онѣ, задерживая масло, способствуютъ лучшему смазыванію стѣнокъ цилиндра.

Конусъ поршневого штока долженъ своею поверхностью плотно прилегать къ соответствующей поверхности диска, чтобы паръ не могъ проникнуть съ одной части поршня на другую. Съ этой цѣлью упомянутыя поверхности лучше всего пришлифовывать.

При собранномъ поршнѣ, но передъ затяжкой гайки, между втулками дисковъ долженъ быть оставленъ зазоръ около $\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{2}$ mm, который даетъ возможность лучше прижать концы барабана къ дискамъ.

Поршневая штанга въ смыслъ разчета раздѣляется на двѣ части: та часть, которая лежитъ между крейцкопфомъ и конусомъ, должна быть разчитана на продольный изгибъ; часть же, лежащая между гайкой и конусомъ, — на растяженіе.

Формула для разчета штанги на продольный изгибъ имѣеть слѣдующій видъ:

$$J = \frac{m P L^3}{\pi^3 E}, \text{ гдѣ}$$

- J — моментъ инерціи,
- m — степень безопасности,
- P — наибольшее давл. поршня,
- L — длина штанги,
- E — модуль упругости (2 200 000).

Послѣ опредѣленія момента инерціи діаметръ штанги найдется по формулѣ

$$J = \frac{\pi d^4}{64}$$

При разчетѣ на растяженіе части штанги, лежащей внутри поршня, можно принять напряженіе около 400—450 kgf/cm.

При разчетѣ конуса слѣдуетъ принять во вниманіе величину проекціи поверхности конуса на плоскость, перпендикулярную оси штанги. Давленіе на квадрат. сантим. этой проекціи можно допустить 250—300 kgf. Высота конуса въ большинствѣ случаевъ принимается равной разности радіусовъ частей штанги, лежащихъ по обѣимъ сторонамъ конуса.

Высоту гайки всегда слѣдуетъ провѣрить въ томъ предположеніи, что витки могутъ принять на себя максимальное давленіе поршня. Допускаемое давленіе при этомъ можно взять 250—300 kgf/cm.

Какъ общее правило при конструированіи поршня, должно быть стремленіе сдѣлать его возможно легкимъ. Чѣмъ тяжелѣе поршень, тѣмъ больше вѣсъ движущихся взадъ и впередъ массъ, что вызываетъ постановку болѣе тяжелыхъ противовѣсовъ. Последнее особенно нежелательно для большихъ скоростей.

Смазка цилиндровъ.

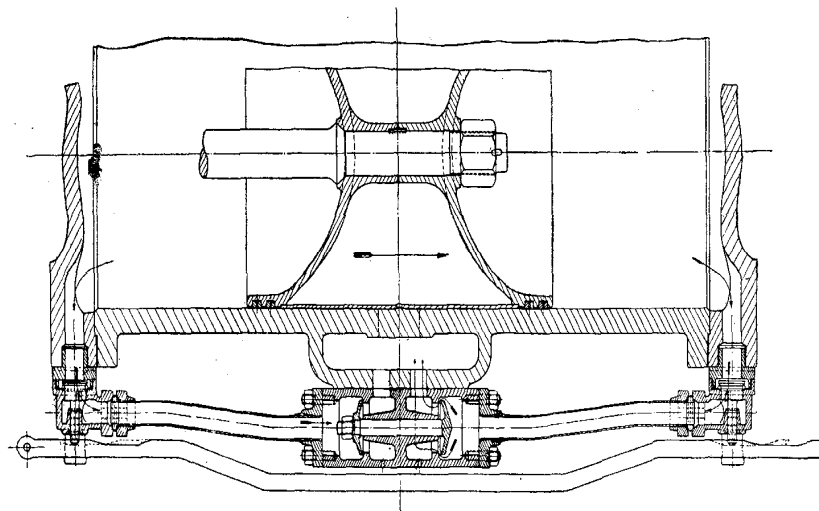
Сравнительно тяжелый поршень Gleichstrom-Dampfmaschinen, отсутствіе передняго сальника вызываютъ необходимость въ хорошей смазкѣ цилиндровъ, которая могла бы предохранить стѣнки послѣдняго отъ изнашиванія. Обыкновенно для каждой половины цилиндра устраиваютъ по три отверстія для подвода масла: одно вверху и два ниже горизонтальной плоскости, проходящей черезъ ось цилиндра; въ существующихъ конструкціяхъ эти послѣднія помѣщаются въ большинствѣ случаевъ

относительно упомянутой плоскости под углом $25-35^{\circ}$. Самые отверстия лучше всего поместить ближе к концам цилиндров: большая скорость входящего пара гонит масло по направлению к середине.

На предохранение стенок цилиндра от стирания оказывает, без сомнения, влияние и то обстоятельство, что средняя часть цилиндра через выпускные отверстия всегда соединена с атмосферой, и потому температура этой части значительно ниже. Таким образом, благодаря выпускным отверстиям, охлаждается та часть цилиндра, где поршень имеет наибольшую скорость, и где, следовательно, скорее всего возможно изнашивание стенок цилиндра.

Уменьшитель давления при сжатии.

Известно уже, что сжатие в Gleichstrom-Dampfmaschine при всех наполнениях одинаково, тогда как в обыкновенной паровой машине оно меняется с изменением наполнения, именно: при меньшем наполнении большее сжатие и при большем наполнении меньшее сжатие. При трогании паровоза с места пользуются большим наполнением, при котором сжатие является меньшим. Это последнее обстоятельство очень выгодно для обеспечения трогания с места. При Gleichstrom-Dampfmaschine, в которой сжатие остается всегда неизменным и всегда



Черт. 15.

большим, вопрос о трогании с места является более важным. Очевидно, что, вследствие большого давления при сжатии, ускорение будет меньше при всех прочих равных условиях, и потому для развития необходимой скорости потребуются больше времени, чем при обыкновенной машине. Если допустить при этом, что при некоторой неисправности клапанов возможен пропуск пара через них, то давление на нерабочей стороне может еще больше увеличиться, и самое трогание паровоза с места может быть слишком затруднено.

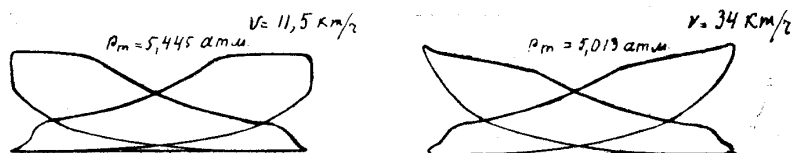
Указанныя соображенія и послужили причиною примѣненія такъ называемаго уменьшителя давленія при сжатіи. Какъ показываетъ черт. 15, онъ состоитъ существеннымъ образомъ изъ двойного тарелчатого вентиля, помѣщеннаго въ особой коробкѣ, прикрѣпленной внизу цилиндра къ стѣнкѣ пароотводнаго кольцеобразнаго прилива. Коробка вентилей трубками соединена съ концами цилиндра; въ каждой трубкѣ устроено по одному клапану. Эти клапана могутъ открываться и закрываться съ площадки машиниста.

Дѣйствіе всего аппарата происходитъ слѣдующимъ образомъ. При открытіи машинистомъ клапановъ, помѣщенныхъ въ соединительныхъ трубкахъ, паръ, находящійся на рабочей сторонѣ цилиндра, какъ болѣе высокаго давленія, закрываетъ двойной клапанъ съ своей стороны и открываетъ съ противоположной, вслѣдствіе чего паръ съ нерабочей стороны выходитъ, и противодавленіе понижается. Такимъ образомъ, при помощи этого прибора можно увеличить площадь индикаторной діаграммы, а слѣдовательно и силу самой машины, и троганіе съ мѣста сдѣлать болѣе надежнымъ.



Черт. 16.

На чертежѣ 16 помѣщены двѣ діаграммы, снятыя при закрытомъ уменьшителѣ давленія (I) и при открытомъ (II), изъ сравненія которыхъ ясно видно вліяніе описываемаго прибора. При дѣйствіи его давленіе при сжатіи уменьшается. Съ другой стороны діаграммы показываютъ еще одно интересное явленіе, имѣющее: давленіе при впускѣ и при расширеніи пара болѣе, если уменьшитель давленія не дѣйствуетъ. Это можно объяснить слѣдующимъ образомъ. При большомъ давленіи во время сжатія стѣнки цилиндра сильно нагрѣваются, температура ихъ повышается, что и оказываетъ потомъ очень благоприятное вліяніе въ періоды впуска и расширенія. Можно, слѣдовательно, сказать, что при пользованіи



Черт. 17.

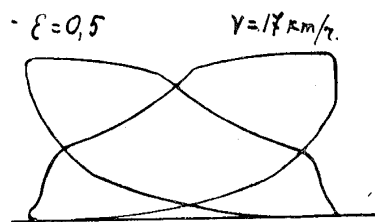
уменьшителемъ давленія достигается нѣкоторая выгода тѣмъ, что давленіе при сжатіи уменьшается, но зато получаютъ и потери, которыя выражаются въ уменьшеніи давленія при впускѣ и расширеніи.

Мы уже раньше говорили, что величина давленія при сжатіи зависитъ еще отъ скорости движенія паровоза. При равныхъ прочихъ условіяхъ давленіе тѣмъ болѣе, чѣмъ болѣе скорость. Сказанное ясно видно изъ приведенныхъ на черт. 17 діаграммъ, которыя сняты при одномъ и

томъ же наполненіи, но при различныхъ скоростяхъ, именно при 11,5 километрахъ въ часъ и при 34. Въ послѣднемъ случаѣ давленіе при сжатіи замѣтно больше. Причины этого явленія были объяснены раньше.

Отверстія въ цилиндрѣ для выпуска отработавшаго пара.

Для выпуска изъ цилиндра отработавшаго пара въ Gleichstrom-Dampfmaschine служатъ, какъ уже извѣстно, отверстія, сдѣланныя по срединѣ цилиндра. При каждомъ ходѣ поршня они закрываются и вновь открываются. Величина открытія этихъ отверстій не зависитъ отъ наполненія: при всѣхъ наполненіяхъ они открываются на полную свою величину. Такое устройство имѣетъ несомнѣнное преимущество передъ обыкновеннымъ, гдѣ золотниковый эксцентрикъ измѣняется съ величиной наполненія, и при небольшихъ наполненіяхъ онъ получается маленькимъ, недостаточно открываетъ окна и тормозитъ выпускъ пара. Это тормозящее дѣйствіе совершенно отпадаетъ въ Gleichstrom-Dampfmaschine, гдѣ выпускныя отверстія всегда открываются поршнемъ на всю свою величину. Вслѣдствіе сказаннаго отпадаетъ и противодавленіе, которое замѣчается въ паровозахъ съ обыкновенной паровой машиной, въ особенности при небольшихъ наполненіяхъ. Приведенная здѣсь

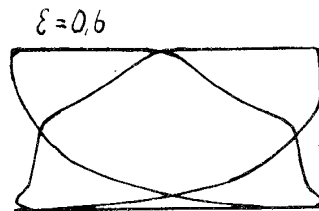


Черт. 18.

одна изъ многочисленныхъ диаграммъ, снятыхъ съ паровозовъ, работающих Gleichstrom-Dampfmaschine, показываетъ, что къ концу хода поршня получается полное выравниваніе давленій: давленіе въ цилиндрѣ равно наружному давленію, т. е. одной атмосферѣ. Черезъ это увеличивается площадь индикаторной диаграммы, такъ какъ линія

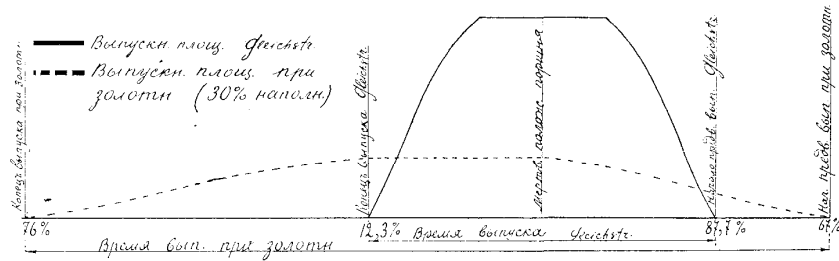
выпуска понижается, а вмѣстѣ съ тѣмъ увеличивается и мощность паровоза.

Расположеніе отверстій для выпуска пара по всей окружности цилиндра даетъ возможность придать имъ гораздо большую площадь, чѣмъ въ обыкновенной машинѣ, и паръ, несмотря на то, что для его выхода въ Gleichstrom-Dampfmaschine современной конструкціи приходится приблизительно въ два раза меньше времени, чѣмъ въ обыкновенной машинѣ, до прихода поршня въ мертвое положеніе успѣваетъ принять давленіе наружной атмосферы. Вліяніе большой площади выпускныхъ отверстій особенно ясноказывается при большихъ наполненіяхъ, какъ показываетъ диаграмма (черт. 19), снятая при наполненіи 0,6. Благодаря большой выпускной площади, паръ до прихода поршня въ мертвое положеніе въ своемъ давленіи успѣваетъ сравняться съ атмосфернымъ.



Черт. 19.

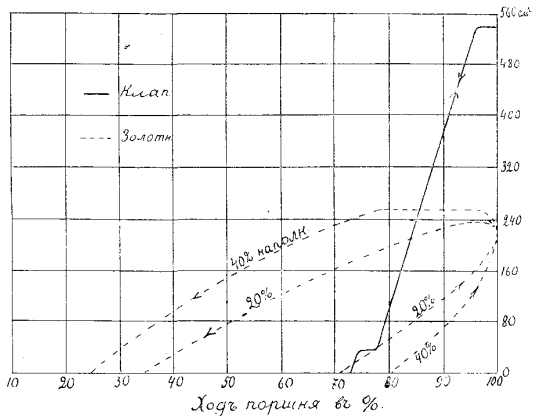
На черт. 20 представлена схема открытия выпускных оконъ въ обыкновенной паровой машинѣ и въ Gleichstrom - Dampfmaschine одного и того-же типа паровозовъ (0—4—0) Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ. На оси абсциссъ откладывается время, а на оси ординатъ соотвѣтствующая величина площади открытій оконъ: Какъ видно изъ диаграммы, предвареніе выпуска въ Gleichstrom - Dampfmaschine начинается при 87,7 %



Черт. 20.

хода поршня, въ обыкновенной же машинѣ значительно раньше, именно при 67 %. Величины предваренія выпуска и выпуска одинаковы въ Gleichstrom - Dampfmaschine, въ обыкновенной же машинѣ мѣняются съ измѣненіемъ наполненія. Здѣсь на чертежѣ представленъ одинъ изъ возможныхъ случаевъ, именно при 30% наполненія. Какъ вполне очевидно изъ диаграммы, площадь открытій выпускныхъ отверстій въ Gleichstrom - Dampfmaschine превышаетъ тройную площадь выпускного окна въ обыкновенной паровой машинѣ.

На чертежѣ 21 представлена диаграмма открытій выпускныхъ оконъ въ паровой машинѣ Швейцарскихъ желѣзныхъ дорогъ, типа $\frac{4}{5}$, причемъ пунктиромъ обозначено открытіе выпускныхъ оконъ при примѣненіи золотника въ обыкновенной паровой машинѣ, сплошной линіей — открытіе выпускныхъ отверстій въ Gleichstrom - Dampfmaschine. Въ этой послѣдней величина предваренія выпуска, а следовательно и выпуска, принята около 15% хода поршня. Эти величины остаются неизмѣнными. Площадь открытій выпускныхъ отверстій въ Gleichstrom Dampfmaschine равна 540 см², въ обыкновенной же машинѣ около 240 см². Далѣе изъ диаграммы ясно, что величины предваренія выпуска и выпуска въ обыкновенной

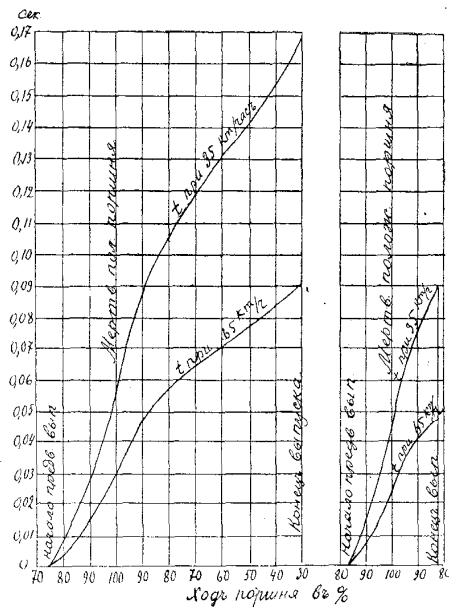


Черт. 21.

ясно, что величины предваренія выпуска и выпуска въ обыкновенной

машинъ мѣняются съ измѣненіемъ наполненія, при чемъ съ уменьшеніемъ наполненія предвареніе выпуска увеличивается, а продолжительность выпуска уменьшается. Такъ здѣсь при наполненіи въ 20% предвареніе выпуска = 30% хода поршня, при наполненіи же въ 40% предвареніе выпуска равно 17%. Измѣненіе продолжительности выпуска происходитъ въ обратномъ порядкѣ: при наполненіи въ 20% она равна около 64% хода поршня, при наполненіи же въ 40% выпускъ продолжается около 75% хода поршня.

Продолжительность періода, въ теченіе котораго отверстія для выпуска пара въ Gleichstrom-Dampfmaschinen остаются открытыми, короче, чѣмъ въ обыкновенной машинѣ, но не настолько значительно, какъ это на первый взглядъ кажется. Объясняется это тѣмъ, что открытіе оконъ въ Gleichstrom-Dampfmaschinen происходитъ въ то время, когда поршень находится близко къ мертвой точкѣ, когда онъ, слѣдовательно, имѣетъ наименьшую скорость. На диаграммѣ (черт. 22) видно, въ теченіе



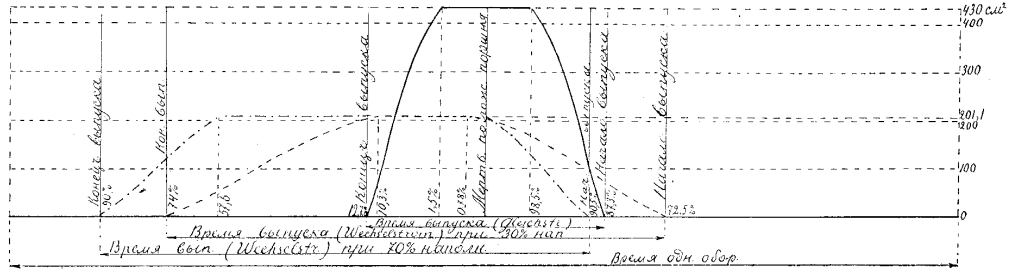
Черт. 22.

какого времени выпускныя окна только что приведеннаго паровоза остаются открытыми при различныхъ скоростяхъ. Такъ при скорости въ 35 км. въ часъ отъ начала открытія до закрытія проходитъ въ обыкновенной машинѣ 0,17 сек., въ Gleichstrom-Dampfmaschinen 0,09 сек.; при скорости въ 65 км. въ часъ въ обыкновенной машинѣ тотъ же періодъ продолжается 0,09 сек., въ Gleichstrom-Dampfmaschinen 0,05 сек. Такимъ образомъ, мы видимъ, что продолжительность періода, въ теченіе котораго выпускныя окна остаются открытыми, въ Gleichstrom-Dampfmaschinen составляетъ нѣсколько больше половины того же періода въ обыкновенной машинѣ. Если

бы мы сравнивали эти періоды въ обѣихъ машинахъ въ % хода поршня, то нашли бы, что въ обыкновенной машинѣ они значительно больше. Такъ на черт. 21 при наполненіи въ 20% предвареніе выпуска равно 30%, выпускъ же равенъ 65% хода поршня; слѣдовательно, паръ выходитъ въ теченіе 95% хода поршня. Въ то же время въ Gleichstrom-Dampfmaschinen предвареніе выпуска и выпускъ равны около 15%; слѣдовательно, паръ выходитъ въ продолженіе 30% хода поршня. Такая значительная разница въ отношеніяхъ приведенныхъ періодовъ и объясняется указаннымъ выше обстоятельствомъ.

На диаграммѣ (черт. 23) представлено открытіе выпускныхъ оконъ

въ паровой машинѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа 2—В—О. Пунктирныя линіи относятся къ обыкновенной машинѣ, сплошныя — къ Gleichstrom - Dampfmaschine. Какъ видно изъ діаграммы, величина предваренія выпуска въ послѣдней равна 12,7% хода поршня. Той же величинѣ, конечно, равенъ и выпускъ. Величина площади выпускныхъ отверстій достигаетъ 430 см.². Эта величина, какъ уже было сказано, при всѣхъ наполненіяхъ остается постоянной. На той же диаграммѣ видно, что



Черт. 23.

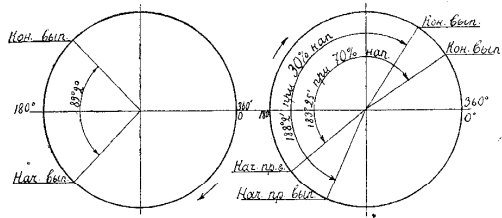
площадь открытія выпускного окна въ обыкновенной машинѣ значительно меньше: она достигаетъ только 201,1 см.². Такимъ образомъ, въ Gleichstrom - Dampfmaschine приведеннаго паровоза площадь выпускныхъ отверстій превышаетъ двойную площадь выпуска въ машинѣ обыкновенной конструкции. Тотъ же чертежъ, гдѣ по оси абсцисъ отложено время продолжительности открытія выпускныхъ оконъ, показываетъ, что это послѣднее въ Gleichstrom - Dampfmaschine нѣсколько меньше половины времени, въ теченіе котораго открыто паровыпускное окно въ обыкновенной машинѣ.

На діаграммѣ (черт. 24) показано, какой уголъ описываетъ кривошипъ въ Gleichstrom - Dampfmaschine и въ обыкновенной машинѣ послѣдняго паровоза въ періодъ, когда происходитъ выпускъ пара.

Въ случаѣ Gleichstrom-Dampfmaschine уголъ этотъ для приведеннаго паровоза равенъ 89,2°, при чемъ, конечно, при всѣхъ наполненіяхъ онъ остается постояннымъ. Въ

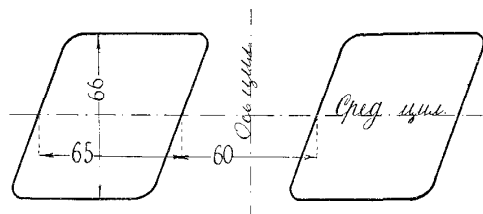
случаѣ же обыкновенной машины уголъ этотъ при наполненіи въ 30% равенъ 188,2°, при наполненіи въ 70% онъ равенъ 183,25°.

Такъ какъ вращеніе кривошипа безъ большой погрѣшности можно принимать за равномерное, то отношеніе приведенныхъ угловъ укажетъ отношеніе періодовъ времени, въ теченіе которыхъ выпускныя окна остаются открытыми.



Черт. 24.

При конструированіи Gleichstrom - Dampfmaschine'ы слѣдуетъ обратить вниманіе также и на форму самыхъ отверстій, служащихъ для выпуска пара. Первоначально эти отверстія строили въ видѣ параллелограмма (черт. 25) двѣ стороны котораго были расположены перпендикулярно къ оси цилиндра, а другія двѣ — наклонно. Такъ было сдѣлано напр. на первомъ паровозѣ съ Gleichstrom - Dampfmaschine'ой, построенномъ на Коломенскомъ заводѣ для Московско-Казанской желѣзной дороги. На слѣдней дорогѣ сразу же были замѣчены и недостатки такого устройства.

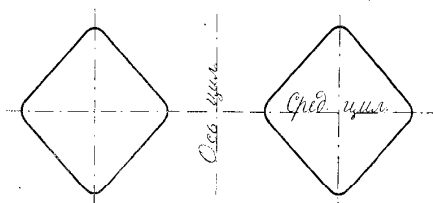


Черт. 25.

Какъ ясно видно изъ расположенія самыхъ отверстій, сразу открывается большая площадь для выпуска пара, что вызываетъ рѣзкій выхлопъ, шумъ и вмѣстѣ съ тѣмъ уносъ мелкихъ угольковъ изъ топки въ дымовую камеру. Поэтому выгоднѣе устраивать эти отверстія въ видѣ

ромба, одна изъ діагоналей котораго параллельна оси цилиндра, а другая перпендикулярна, какъ показано на черт. 26. При такой формѣ и расположеніи не можетъ получиться подобнаго быстрого открытія значительной выпускной площади и слишкомъ рѣзкаго выхлопа пара.

На одномъ изъ говарныхъ паровозовъ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ



Черт. 26.

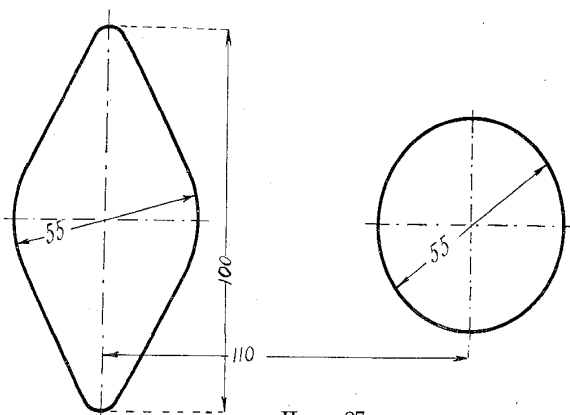
отверстія эти сдѣланы такъ, что одни изъ нихъ имѣютъ ромбическую форму, какъ показано на предыдущемъ чертежѣ, другія — круглую, при чемъ тѣ и другія расположены поочередно (черт. 27).

На послѣднихъ паровыхъ машинахъ, спроектированныхъ проф.

Stumpf'омъ для паровозовъ, всѣ выпускныя отверстія сдѣланы круглыми, какъ представлено на чертежѣ 28. Такія отверстія уже имѣются на

скоромъ паровозѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ, на пассажирскомъ паровозѣ Венгерскихъ желѣзныхъ дорогъ, на товарномъ паровозѣ Швейцарскихъ желѣзныхъ дорогъ.

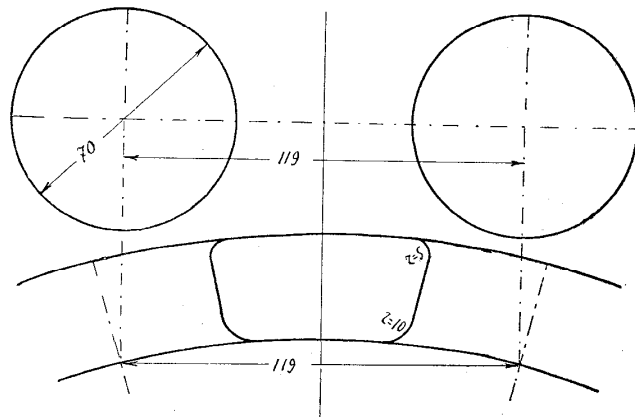
Необходимыя для выпуска пара отверстія сильно ослабляютъ стѣнки цилиндра. Но въ данномъ случаѣ это обстоя-



Черт. 27.

тельство не имѣетъ большого значенія, такъ какъ средняя часть цилиндра, гдѣ сдѣланы отверстія, подвергается очень небольшому давленію, какое паръ имѣетъ въ концѣ періода расширенія. [Это является] очень важнымъ, такъ какъ облегчается задача полученія желательной площади выпускныхъ отверстій.

При назначеніи величины площади выпускныхъ отверстій лучше всего руководствоваться скоростью пара, которую хотятъ получить въ этихъ отверстіяхъ. Въ настоящее время мы уже имѣемъ нѣсколько



Черт. 28.

паровозовъ съ разсматриваемой машиной, въ которыхъ допущенная скорость можетъ быть признана вполне удовлетворительной. Поэтому приведемъ здѣсь нѣсколько примѣровъ, чтобы видѣть, какъ велика скорость пара при проходѣ черезъ разсматриваемыя отверстія въ существующихъ паровозахъ.

1) Скорый паровозъ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ. Онъ имѣетъ площадь отверстій для выпуска пара, равную 430 см^2 ; діаметръ колесъ его = 2100 мм , діаметръ поршня = 500 мм , ходъ поршня = 630 мм ; требуемая скорость = 100 км въ часъ. На основаніи этихъ данныхъ находимъ: число оборотовъ въ минуту равно

$$\frac{100 \cdot 1000}{60 \cdot \pi \cdot 2,1} = 253;$$

средняя скорость поршня = $\frac{h n}{30} = \frac{0,63 \cdot 253}{30} = 5,3 \text{ м/сек.}$, площадь поршня =

$= \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 50^2}{4} = 1963,5 \text{ см}^2$. Скорость пара въ выпускныхъ отверстіяхъ найдется изъ соотношенія $430 \cdot x = 1963,5 \cdot 5,3$; откуда $x = 24 \text{ м/сек.}$

2) Венгерскій пассажирскій паровозъ типа 1—3—1 Онъ имѣетъ діаметръ колесъ 1440 мм , діаметръ цилиндра 500 мм , ходъ поршня 630 мм и долженъ развивать скорость 70 км въ часъ. Площадь выпускныхъ отверстій въ немъ равна 452 см^2 . Подобно предыдущему, найдемъ: средняя скорость поршня = $5,59 \text{ м/сек.}$, площадь поршня = $1963,5 \text{ см}^2$. Искомая скорость пара найдется изъ равенства $452 \cdot x = 1963,5 \cdot 5,59$; откуда $x \cong 24 \text{ м/сек.}$

3) Товарный паровозъ Швейцарскихъ желѣзныхъ дорогъ типа $4/5$. Этотъ паровозъ имѣетъ діаметръ колесъ

1330 mm; діаметръ цилиндровъ 570 mm, ходъ поршня 640 mm; нормальная скорость 50 км. въ часъ; площадь выпускныхъ отверстій = 540 см.² Съ помощью этихъ данныхъ находимъ: средняя скорость поршня = 4,3 м/сек., площадь поршня равна 2550 см.² Искомая скорость пара въ выпускныхъ отверстіяхъ найдется изъ равенства

$$540 \cdot x = 2550 \cdot 4,3; \text{ откуда } x \cong 20 \text{ м/сек.}$$

Въ первомъ изъ приведенныхъ примѣровъ мы взяли скорость паровоза 100 км. въ часъ. Въ большинствѣ же случаевъ онъ имѣетъ меньшую скорость, а потому и скорость пара въ выпускныхъ отверстіяхъ получится меньшей. Такъ при скорости 90 км. въ часъ скорость пара въ выпускныхъ отверстіяхъ равна 21,7 м/сек. То же самое можно сказать и о второмъ примѣрѣ. Поэтому слѣдуетъ сдѣлать такой выводъ: при расчетѣ величины площади выпускныхъ отверстій въ цилиндрѣ необходимо наблюдать, чтобы скорость пара въ нихъ не уклонялась сильно въ ту или другую сторону отъ 20 м/сек.

При проектированіи величины площади выпускныхъ отверстій приходится считаться съ величиной предваренія выпуска: поршень долженъ совершенно открывать эти отверстія. Для того, чтобы при проектированіи новаго паровоза легче было въ этомъ вопросѣ ориентироваться, укажемъ здѣсь, какъ велико предвареніе выпуска принято въ нѣкоторыхъ изъ построенныхъ уже паровозовъ.

1) Тов. пар. Прусск. ж. д.	12,3%
2) Скор. пар. Прусск. ж. д.	12,7%
3) Тов. пар. Венг. ж. д.	10%
3) Тов. пар. Швейц. ж. д.	15%
5) Тов. пар. М.-Каз. ж. д.	10,1%

При распредѣленіи выпускныхъ отверстій въ самой нижней части оставялась болѣе или менѣе широкая площадка. На это мѣсто какъ разъ приходились стыки поршневыхъ колець. Опыты однако показали, что, благодаря этой перемычкѣ въ самой нижней части цилиндра, не вся вода при каждомъ ходѣ поршня можетъ быть удаляема изъ цилиндра. Поэтому теперь рекомендуется одно изъ выпускныхъ отверстій располагать въ самой нижней части цилиндра; стыки же колець могутъ быть совмѣщаемы съ простышками въ другихъ мѣстахъ.

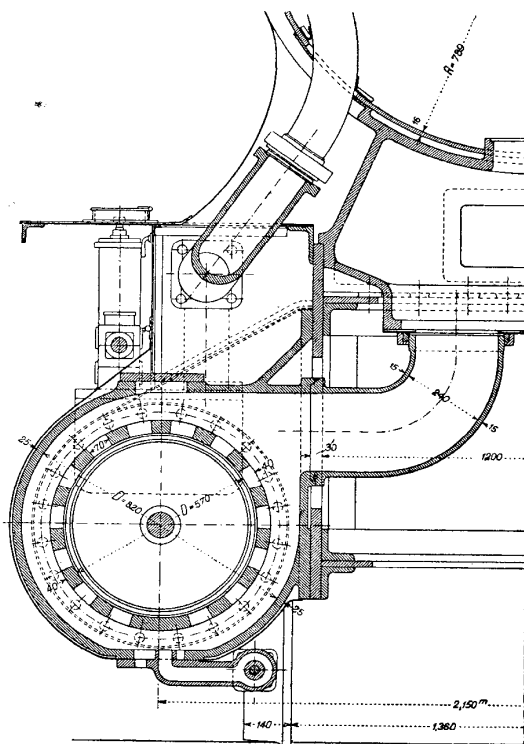
Пароотводная труба.

Вопросъ объ отводѣ пара изъ цилиндра въ атмосферу былъ однимъ изъ самыхъ большихъ вопросовъ въ паровой Gleichstrom - Dampfmaschine. Первоначально на паровозѣ, построенномъ на Коломенскомъ заводѣ, пароотводныя трубы были примѣнены такія же, какъ и при обыкновенной машинѣ. Но первые же опыты убѣдили въ нецѣлесообразности ихъ: діаметръ оказался недостаточнымъ. Было установлено, что расходъ угля слишкомъ великъ, онъ оказался на 6,1% больше, чѣмъ на такомъ же

паровозъ съ обыкновенной паровой машиной и перегрѣвателемъ Шмидта. Это объясняли тѣмъ, что сразу открывалась большая площадь для выпуска пара; этотъ послѣдній съ большой скоростью устремлялся черезъ паропроводную трубу и конусъ и срывалъ мелкіе неперегорѣвшіе угольки въ топку и увлекалъ ихъ въ дымовую камеру. При этомъ вырывающійся съ большою скоростью паръ производилъ шумъ. Дальше во время послѣдующихъ опытовъ на Прусскихъ желѣзныхъ дорогахъ было установлено, что вакуумъ въ дымовой камерѣ получался недостаточнымъ. Это можно объяснить слѣдующими причинами: 1) влѣдствіе короткаго выпуска и большой скорости паръ дѣйствовалъ толчками, отчего часть его энергіи терялась, и полезное дѣйствіе конуса понижалось; 2) влѣдствіе тѣхъ же причинъ (короткаго выпуска и большой скорости) скорость пара не успѣвала прійти въ равновѣсіе со скоростью продуктовъ горѣнія, отчего опять часть его энергіи пропадала даромъ.

Чтобы парализовать указанныя явленія или, по крайней мѣрѣ, ослабить ихъ, Е. Е. Нольтейнъ предложилъ устроить для пара на пути изъ цилиндра въ конусъ родъ воздушнаго мѣшка, который служилъ бы для пара буферомъ, смягчалъ бы его рѣзкіе выхлопы, ослаблялъ бы срываніе въ топку мелкихъ угольковъ и увеличивалъ бы полезное дѣйствіе конуса. Одно изъ подобныхъ устройствъ, примененное на товарномъ паровозѣ Швейцарскихъ желѣзныхъ дорогъ, показано на черт. 29. Паръ, какъ ясно видно здѣсь, изъ паропроводнаго кольца, окружающаго цилиндръ, поступаетъ въ паропроводную трубу, откуда въ особый мѣшокъ, который образуется переднимъ подбрюшникомъ; изъ этого послѣдняго паръ проводится въ конусъ. Подобное же устройство применено на паровозахъ, построенныхъ на Коломенскомъ заводѣ.

На новѣйшихъ паровозахъ удалось достигнуть благопріятныхъ результатовъ увеличеніемъ діаметра паропроводной трубы, влѣдствіе чего



Черт. 29.

скорость пара въ ней значительно понижена. Такъ на скоромъ паровозѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ паропроводная труба имѣетъ діаметръ 300 мм. Если считать скорость паровоза 90 км. въ часъ, то скорость поршня этого паровоза равна 4,76 м/сек. Такъ какъ площадь поршня его = 1963,5 см.², и площадь поперечнаго сѣченія паропроводной трубы = 706,86 см.², то скорость пара въ этой послѣдней найдется изъ соотношенія

$$1963,5 \cdot 4,76 = 706,86 \cdot x, \text{ откуда } x \cong 13 \text{ м/сек.}$$

На пассажирскомъ паровозѣ Венгерскихъ желѣзныхъ дорогъ паропроводная труба также имѣетъ діаметръ 300 мм. Скорость пара въ ней найдется изъ равенства $1963,5 \cdot 5,59 = 706,87 \cdot x$, откуда $x \cong 15,5$ м/сек.

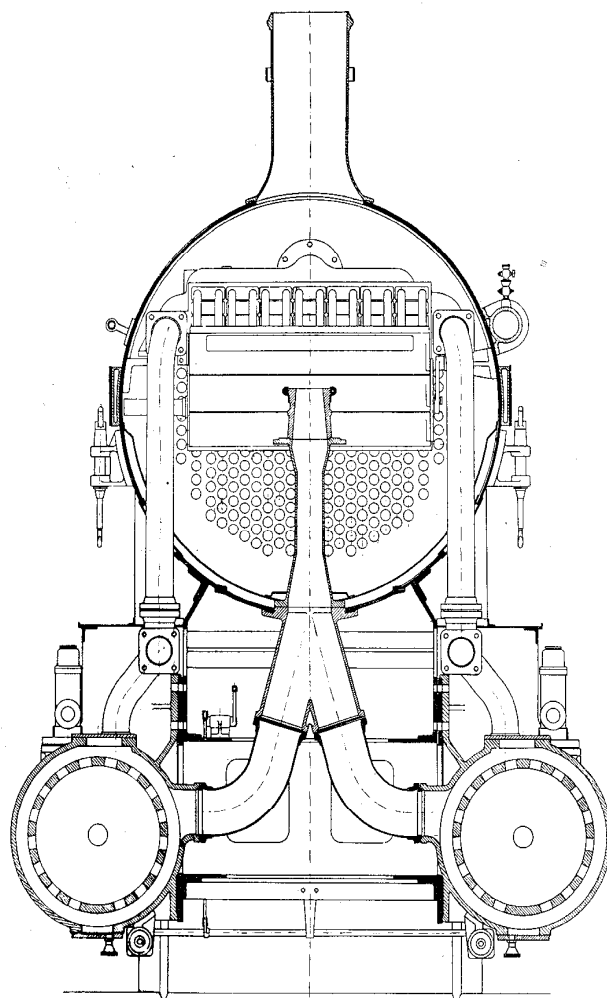
Такой же діаметръ имѣетъ паропроводная труба на товарномъ паровозѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ. Діаметръ цилиндра этого паровоза =

=600 мм, ходъ поршня = 660 мм, средняя скорость 50 км/часъ. На основаніи этихъ данныхъ находимъ: число оборотовъ въ минуту = 196, средняя скорость поршня = 4,3 м/сек., площадь поперечнаго сѣченія цилиндра = 2827,4 см.². Скорость пара въ паропроводной трубѣ найдется изъ условія

$$2827,4 \cdot 4,3 = 706,86 \cdot x, \text{ откуда } x \cong 17 \text{ м/сек.}$$

Приведенные примѣры могутъ дать нѣкоторую возможность ориентироваться при назначеніи діаметра паропроводной трубы въ новомъ проектируемомъ паровозѣ.

На чертежѣ 30 представленъ общій видъ расположенія паровыпускныхъ трубъ на товарномъ паровозѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ, рабо-



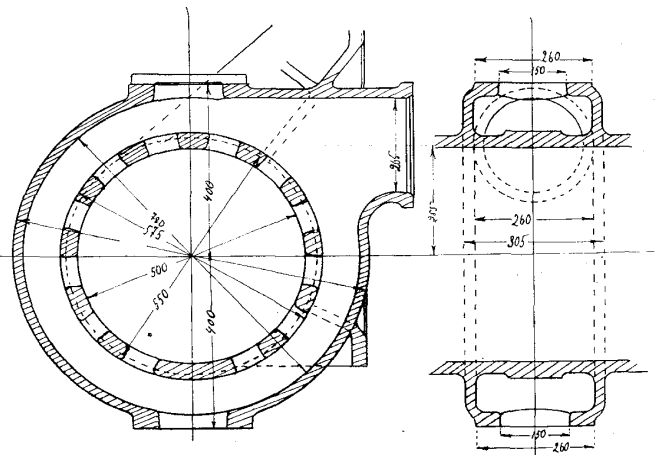
Черт. 30.

тающуюемъ Gleichstrom - Dampfmaschine, при чемъ діаметръ той части трубъ, которая прилегаетъ къ патрубку цилиндра, равенъ 300 мм.

Кольцеобразный паротводный канал посрединѣ цилиндра.

Паръ изъ цилиндра Gleichstrom - Dampfmaschine поступаетъ въ особый каналъ, кольцомъ окружающій цилиндръ. При проектированіи этого канала приходится обращать вниманіе на величину его поперечнаго сѣченія. Это послѣднее находится въ зависимости отъ той скорости пара, которую здѣсь желаютъ получить. Что касается величины этой скорости, то о ней можно сказать слѣдующее. Мы видѣли уже на частныхъ примѣрахъ, каковы въ общемъ скорости въ выходныхъ отверстіяхъ цилиндра и въ паротводной трубѣ могутъ быть признаны удовлетворительными. Разсматриваемый каналъ лежитъ между паротводной трубой и выпускными отверстіями въ цилиндрѣ, поэтому лучше всего и скорость здѣсь взять среднюю между скоростями въ упомянутыхъ мѣстахъ. Допуская постепенное паденіе скорости, заключаемъ, что въ этомъ каналѣ скорость пара должна быть немного меньше скорости пара въ выпускныхъ отверстіяхъ цилиндра и немного больше скорости въ паротводной трубѣ. Если на примѣръ скорость пара въ выпускныхъ отверстіяхъ равна 22 м/сек., а въ паротводной трубѣ 17 м/сек., то скорость пара въ паротводномъ каналѣ можетъ быть принята около 19 м/сек. Тогда и сохранится постепенное уменьшеніе скорости пара. Въ

Gleichstrom-Dampfmaschine, предполагавшейся къ постановкѣ на пассаж. пар. типа $\frac{3}{4}$ Никол. ж.-д., проф. Stumpf принялъ слѣдующія скорости: 1) въ выпускныхъ отверстіяхъ цилиндра 20,5 м/сек., 2) въ паротводномъ кольцевомъ каналѣ 19 м/сек. и 3) въ паротводной трубѣ 18 м/сек. На черт. 31



Черт. 31.

представленъ паротводный каналъ паровой Gleichstrom - Dampfmaschine, примененной на скоромъ паровозѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ.

При расчетъ канала можно принять, что около половины всего пара проходитъ черезъ верхнюю часть канала и около половины — черезъ нижнюю, соединяясь въ потрубкѣ, къ которому прикрѣпляется паротводная труба.

Приспособленіе для выравниванія давленія по об'ѣмъ сторонамъ поршня.

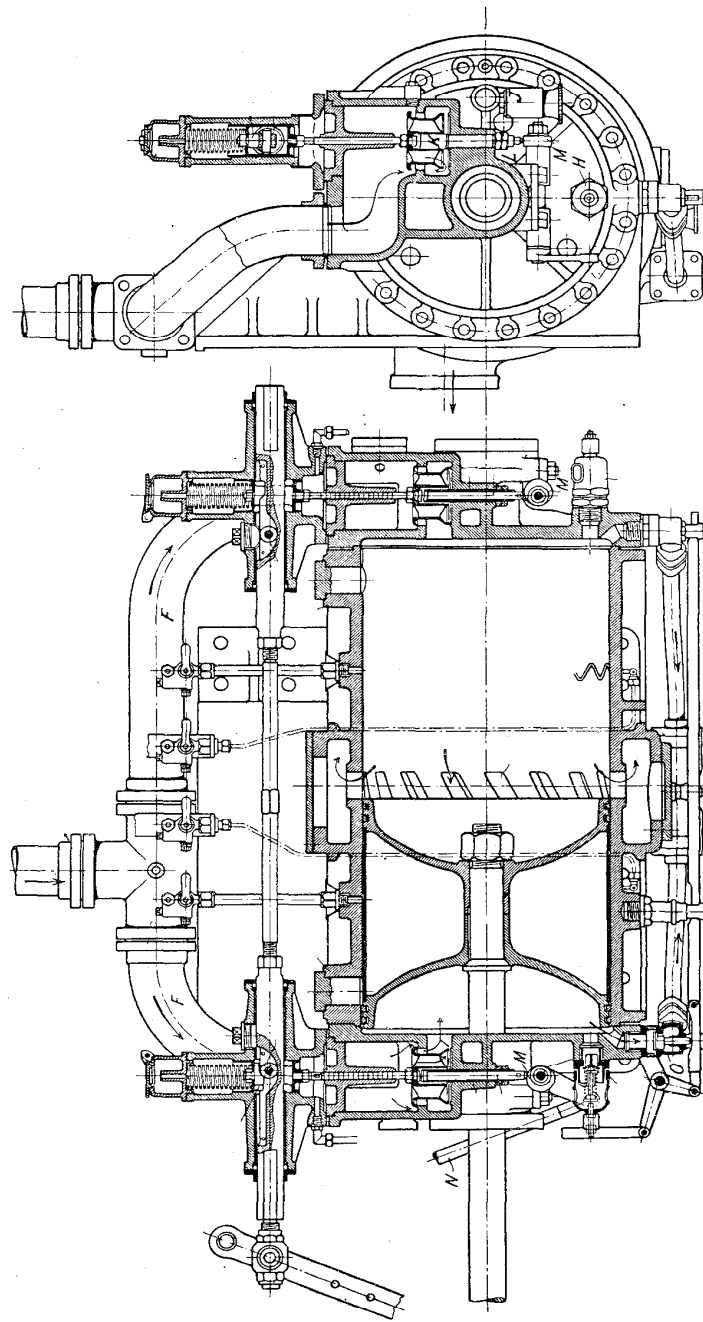
При ѣздѣ подь уклонъ обыкновенно закрываютъ регуляторъ и ѣдутъ безъ пара. Паровые цилиндры въ это время дѣйствуютъ, какъ насосы, производя разръженіе въ паровомъ пространствѣ между регуляторомъ и золотникомъ или клапаномъ. Это разръженіе оказываетъ сопротивленіе движенію поршня, при чемъ это послѣднее иногда бываетъ настолько значительно, что на длинныхъ уклонахъ приходится открывать регуляторъ, чтобы избѣжать остановки поѣзда. Для уменьшенія торможенія отъ указанной причины паровые цилиндры стали снабжать такъ называемыми клапанами Рикюра, которые открываются внутрь. Когда регуляторъ закрытъ, воздухъ черезъ эти клапана входитъ въ цилиндръ и выгоняется отъ туда черезъ паропроводн. трубу опять наружу. Клапана эти, принося пользу въ смыслѣ уменьшенія торможенія отъ разръженія воздуха, въ то же время оказываютъ и вредъ. Къ вреднымъ дѣйствіямъ ихъ нужно отнести:

- 1) Холодный воздухъ, входящій въ цилиндры, охлаждаетъ послѣдніе.
- 2) Черезъ клапана попадаетъ въ цилиндръ песокъ, пыль, особенно при вѣтрѣ и на песчаныхъ участкахъ.

- 3) Воздухъ, который всасывается черезъ эти клапана, прогоняется черезъ конусъ наружу и, такимъ образомъ, производитъ ненужную тягу, которая въ свою очередь вызываетъ бесполезную трату топлива. Для устраненія этой тяги въ дымовыхъ коробкахъ компаундъ-паровозовъ дѣлаютъ особыя окна съ задвижками, открываемыми при ѣздѣ подь уклонъ. Устройство это несомнѣнно приноситъ и вредъ, такъ какъ холодный воздухъ, особенно въ зимнее время, долженъ охлаждать дымовую коробку и расположенныя въ ней паровыя трубы.

Для избѣжанія тѣхъ недостатковъ, которые представляютъ клапана Рикюра, на паровозахъ стали ставить особые приборы, называемые *by-pass*'ами. Сущность ихъ сводится къ тому, что оба конца цилиндра соединяются трубою, по которой воздухъ можетъ перегоняться изъ одного конца цилиндра въ другой. Приборы эти имѣютъ особенно важное значеніе для паровозовъ, работающихъ перегрѣтымъ паромъ, при которомъ примѣняются круглые золотники. Такихъ перепускныхъ приборовъ до настоящаго времени предложено много, дѣйствующихъ какъ автоматически, такъ и отъ руки машиниста. У насъ въ Россіи наибольшимъ распространеніемъ пользуется автоматическій перепускной приборъ инж. Зяблова.

При примѣненіи *Gleichstrom - Dampfmaschine* нѣтъ надобности прибѣгать къ особому перепускному прибору. Роль этого послѣдняго въ данномъ случаѣ выполняется впускными клапанами и паропроводной трубою F (черт. 32). Обыкновенно при ѣздѣ съ закрытымъ регуляторомъ клапана приподнимаются съ помощью эксцентрической шайбы M и тяги N, ясно видныхъ на чертежѣ, чѣмъ и устанавливается сообщеніе обоихъ концовъ цилиндра. Нужно имѣть въ виду только при проектированіи всего механизма, служащаго для подъема клапановъ при холостой ѣздѣ, чтобы въ это время долики не касались кривой подъема клапановъ. Такъ



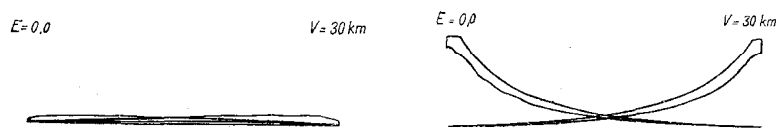
Чепр. 32. *)

*) Organ, 1910.

какъ камень кулисы при этой ѣздѣ занимаетъ среднее положеніе, то штанга, несущая роликъ, передвигается впередъ и назадъ изъ своего средняго положенія на величину внѣшней перекрыши и предваренія впуска. Поэтому, зная величину подъема клапановъ, соответствующую предваренію впуска, легко уже назначить и величину подъема клапановъ посредствомъ указаннаго механизма при ѣздѣ съ закрытымъ регуляторомъ. Последняя величина должна быть нѣсколько больше первой. Такъ на товарномъ паровозѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ, снабженномъ Gleichstrom-Dampfmaschine'ой, подъемъ клапана, соответствующій предваренію впуска, равенъ 3,9 mm. При ѣздѣ же съ закрытымъ регуляторомъ клапана могутъ быть приподняты на 4,5 mm. Такъ какъ при последнемъ подъемѣ напряженіе пружины не производитъ давленія на штангу, несущую роликъ, то весь парораспределительный механизмъ движется легко, безъ всякаго напряженія его частей, что, безъ сомнѣнія, оказываетъ благопріятное вліяніе на продолжительность службы какъ всего парораспределительнаго механизма, такъ въ особенности поверхностей ролика и кривой подъема клапана.

Только что описанный способъ соединенія обоихъ концовъ цилиндра при ѣздѣ съ закрытымъ регуляторомъ является вполне удачнымъ и въ томъ отношеніи, что паропроводная труба F, играющая въ данномъ случаѣ роль перепускной, представляетъ достаточное поперечное сѣченіе, вслѣдствіе чего получается совершенное выравниваніе давленій по обѣимъ сторонамъ поршня даже при большихъ скоростяхъ.

На чертежѣ 33 приведены двѣ діаграммы, снятыя при ѣздѣ съ закрытымъ регуляторомъ. Первая изъ нихъ относится къ тому случаю,



Черт. 33.

когда перепускной приборъ открытъ, и вторая — къ тому случаю, когда онъ закрытъ. Діаграммы ясно показываютъ, что, во-первыхъ, перепускной приборъ доставляетъ большую выгоду въ смыслъ уменьшенія противодавленія, и, во-вторыхъ, что описанный здѣсь и применяемый въ паровозной Gleichstrom-Dampfmaschine'ѣ способъ выравниванія давленій по обѣимъ сторонамъ поршня является вполне удачнымъ; онъ имѣетъ преимущество предъ обыкновеннымъ, какимъ является приборъ Зяблова, и въ томъ отношеніи, что этотъ послѣдній увеличиваетъ поверхность вреднаго пространства, такъ какъ въ немъ каждая изъ его половинъ всегда находится въ сообщеніи съ соответствующимъ концомъ цилиндра.

Клапанъ.

При опредѣленіи размѣровъ клапановъ прежде всего сталкиваешься съ вопросомъ, какую скорость пара при проходѣ черезъ нихъ можно

допустить. Чтобы больше или меньше безошибочно можно было на это ответить, обратимся къ существующимъ паровозамъ, въ которыхъ парораспределение совершается посредствомъ золотника, и посмотримъ, каковы скорости пара допущены тамъ. Такъ какъ опытнымъ путемъ, посредствомъ снятія индикаторныхъ діаграммъ, установлено, что принятые на паровозахъ съ золотниками скорости пара при проходе черезъ золотниковыя окна являются вполне допустимыми, и такъ какъ, далѣе, паръ при проходе черезъ клапана въ Gleichstrom-Dampfmaschine находится въ болѣе благопріятныхъ условіяхъ, — то тѣ же скорости смѣло могутъ быть приняты и здѣсь.

Какъ извѣстно, на многихъ паровозахъ въ Германіи поставленъ золотникъ Шмидта, который не имѣетъ пружинящихъ колець. Внешній діаметръ этого золотника равенъ 150 мм, ширина впускнаго окна = 13 мм; впускъ, какъ въ золотникъ Трика, двойной. Наибольшая впускная площадь приблизительно равна 108 см². Этотъ золотникъ одинаковыхъ размѣровъ примѣненъ какъ на товарныхъ, такъ на пассажирскихъ и скорыхъ паровозахъ, работающих перегрѣтымъ паромъ.

Возьмемъ товарный паровозъ типа 0—8—0, въ которомъ діаметръ колесъ = 1350 мм, ходъ поршня = 660 мм, діаметръ цилиндра = 600 мм; онъ долженъ развивать скорость 50 км. въ часъ. На основаніи этихъ данныхъ легко найти, что число оборотовъ въ минуту = 197, средняя скорость поршня = 4,3 м/сек., площадь поперечнаго сѣченія цилиндра = 2827,4 см². Принимая во вниманіе среднюю скорость поршня 4,3 м/сек., площадь поперечнаго сѣченія цилиндра 2827,4 см. и максимальную впускную площадь золотниковыхъ оконъ 108 см², найдемъ, что искомая скорость пара

$$v = \frac{2827,4 \cdot 4,3}{108} \cong 112,5 \text{ м/сек.}$$

При неполномъ открытіи оконъ и той же скорости паровоза получатся еще большія скорости пара при проходе его черезъ золотниковыя окна. Такъ примѣнительно къ указанному паровозу въ Dingl. P. Journ. за 1909-й годъ, стр. 165, приведены скорости пара въ золотниковыхъ окнахъ при различныхъ наполненіяхъ, показанныя здѣсь въ таблицѣ № 2.

Наполненіе	70%	50%	40%	25%
Скорость пара м/сек.	161	166,2	176,5	236,5

Таблица № 2.

Нѣкоторые изъ товарныхъ паровозовъ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа 0—8—0 имѣютъ діаметръ цилиндра 660 мм. Въ этихъ паровозахъ скорость пара въ золотниковыхъ окнахъ будетъ еще больше.

Въ Z. d. V. d. J. за 1903-й годъ, стр. 300, помѣщены скорости пара при проходе его черезъ окна золотника, внешній діаметръ котораго = 150 мм, высота впускныхъ оконъ = 10 мм.

Паровозъ имѣеть слѣдующіе главные размѣры:

Диаметръ цилиндра = 520 mm
 Ходъ поршня = 630 „
 Диаметръ колесъ = 1550 „
 Диаметръ бѣгунковъ = 1000 „
 Давленіе пара = 12 атм.

Интересующія насъ скорости указаннаго паровоза приведены въ слѣдующей таблицѣ № 3.

Наполненіе	Полож. поршня при наиб. откр. окна въ % хода поршня	Наибольшее откр. окна	Скорость паровоза					
			90 км. въ часъ		60 км. въ часъ		45 км. въ часъ	
			Скорость поршня при наиб. больш. откр. окна м./сек.	Скорость пара въ окнахъ м./сек.	Скорость поршня при наиб. больш. откр. окна м./сек.	Скорость пара въ окнахъ м./сек.	Скорость поршня при наиб. больш. откр. окна м./сек.	Скорость пара въ окнахъ м./сек.
10%	0,4	4,25	1,082	54,76	0,688	36,51	0,516	27,38
20%	2,5	5,5	3,199	131,06	2,13	87,266	1,599	65,51
30%	5,25	7,625	4,59	135,68	3,06	90,45	2,296	67,86
40%	8,5	10,25	5,77	126,82	3,86	84,8	2,88	63,3
50%	12,0	13,25	6,65	112,18	4,44	74,90	3,33	56,17

Таблица № 3

Какъ видно изъ таблицы, скорости, помѣщенные здѣсь, высчитаны для наибольшаго открытія паровыпускныхъ оконъ при различныхъ наполненіяхъ.

Возьмемъ еще скорый паровозъ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа $\frac{2}{4}$. Размѣры этого паровоза слѣдующіе:

Давленіе пара въ котлѣ = 12 атм.
 Диаметръ цилиндра . . . = 550 mm
 Ходъ поршня = 630 mm
 Диаметръ ведущихъ колесъ = 2100 „

Въ приводимой ниже таблицѣ (Garbe, S. 334) № 4 помѣщены скорости пара при проходѣ черезъ золотниковыя окна этого паровоза, при чемъ скорость паровоза принята равной 100 км. въ часъ. (Средняя скорость поршня = 5,3 м/сек.)

Наполненіе въ %	Наибольшее откр. канала въ м/м (передъ поршнемъ)	Наибольшая площадь открытія въ м/м.	Положеніе поршня при наиб. откр. окна въ % хода поршня	Скорость поршня при наиб. откр. окна въ м.	Скорость пара въ окнахъ золотн. при наиб. откр. канала въ м.
10%	$5\frac{1}{2} + 5\frac{1}{2} = 11$	4524	0,57	1,2	62
20%	$7 + 7 = 14$	5758	2,1	2,3	94
30%	$9\frac{1}{2} + 9\frac{1}{2} = 19$	7814	5,2	3,6	108

Таблица № 4.

Если мы примемъ во вниманіе, что въ послѣднемъ паровозѣ площадь поперечнаго сѣченія цилиндра = 2374,5 см², что площадь впускныхъ

оконъ = 108 см²., то при средней скорости поршня въ 5,3 м/сек. и при полномъ открытіи оконъ интересующая насъ скорость пара будетъ равна

$$v = \frac{2375,5 \cdot 5,3}{108} = 116 \text{ м/сек.}$$

Въ приведенныхъ примѣрахъ мы взяли паровозы съ золотникомъ Шмидта, въ которомъ нѣтъ пружинящихъ колець. Подобные золотники, какъ показали опыты послѣднихъ лѣтъ, работаютъ не совсемъ удовлетворительно: послѣ нѣкотораго времени работы они начинаютъ пропускать паръ. Поэтому стали вновь переходить къ золотникамъ съ пружинящими кольцами, при чемъ діаметръ ихъ увеличили съ 150 мм до 220 мм. Увеличеніе это вызвано однако не тѣмъ, чтобы уменьшить скорость пара въ паровпускныхъ окнахъ, а тѣмъ, что въ подобныхъ золотникахъ впускныя окна въ корпусъ цилиндра простираются не по всей окружности: въ нѣкоторыхъ мѣстахъ сдѣланы перемычки; впускная же площадь въ общемъ осталась та же.

Указанные здѣсь примѣры, касающіеся скорости пара въ паровпускныхъ окнахъ золотниковъ существующихъ паровозовъ, которые зарекомендовали себя сравнительно хорошей работой, выясняютъ нѣсколько вопросовъ о тѣхъ скоростяхъ пара, которыя могутъ быть допущены при расчетѣ клапановъ въ паровозной Gleichstrom - Dampfmaschine. Такъ какъ клапана этой машины относительно проходятъ черезъ нихъ пара находятся въ лучшихъ сравнительно условіяхъ, чѣмъ золотники, то тѣ же скорости безъ всякаго риска могутъ быть приняты и здѣсь. Въ среднемъ, какъ показываютъ приведенные примѣры, скорость пара при расчетѣ клапановъ разсматриваемой машины можетъ быть принята въ общемъ около 100 метровъ въ секунду. Эта скорость можетъ служить исходной цифрой для опредѣленія діаметра клапановъ машины Stumpf'a, при чемъ окончательный выборъ діаметра лучше всего установить по сравненію съ діаметромъ золотниковъ на паровозахъ соответствующихъ типовъ.

Мы уже видѣли, что принятый діаметръ золотника безъ пружинящихъ колець равенъ 150 мм, при чемъ золотникъ имѣетъ двойной впускъ. Двухъдѣльные клапана въ этомъ послѣднемъ случаѣ похожи на упомянутый золотникъ: они также имѣютъ двойной впускъ. Допуская приблизительно, что поднятіе клапана равно открытію паровпускнаго окна при соответствующемъ наполненіи, можно и діаметръ клапана принять равнымъ 150 мм. Если ребра внутри клапана значительно стѣсняютъ проходъ пара, то діаметръ можетъ быть нѣсколько увеличенъ.

Замѣтимъ, что всѣ клапана, спроектированные проф. Stumpf'омъ для паровозовъ, снабженныхъ Gleichstrom - Dampfmaschine'ой, имѣютъ діаметръ около 150 мм, что вполне соответствуетъ только что приведеннымъ нами соображеніямъ. Укажемъ здѣсь нѣкоторые примѣры:

1) На скоромъ паровозѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ наружный верхній діаметръ клапана равенъ 157 мм, внутренний нижній = 144 мм; следовательно, средний діаметръ этого клапана = $\frac{157 + 144}{2} = 150,5 \text{ мм}$,

т. е. равенъ, можно сказать, діаметру золотника соответствующаго паровоза.

2) На Швейцарскомъ товарномъ паровозѣ типа $\frac{4}{5}$ верхній наружный діаметръ клапана = 156 mm, нижній внутренній = 145; средний діаметръ, такимъ образомъ, опять равенъ 150,5 mm.

3) На товарномъ паровозѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа 0—4—0 и на товарномъ паровозѣ такого же типа Московско-Казанской желѣзной дороги, снабженныхъ Gleichstrom - Dampfmaschine'ой, діаметры клапановъ также взяты въ 150 mm.

Другимъ важнымъ вопросомъ при расчетѣ клапановъ является величина максимальнаго подъема клапана. Известно, что съ увеличеніемъ подъема клапана увеличивается его высота; съ увеличеніемъ же высоты увеличиваются неплотности прилеганія двухсѣдельнаго клапана къ его сѣдламъ. Эти неплотности возрастаютъ съ увеличеніемъ размѣровъ самаго клапана (его діаметра и высоты), съ увеличеніемъ его разгрузки, а также съ увеличеніемъ давленія и температуры пара. Такимъ образомъ, высота подъема клапановъ, въ силу только что приведеннаго обстоятельства, должна быть возможно малой. Само собою разумѣется, что окончательно вопросъ этотъ можетъ быть рѣшенъ путемъ расчета. Сдѣлать это не трудно, зная діаметръ клапана и ту скорость пара, которая можетъ быть допущена при проходѣ черезъ клапанъ. Раньше мы привели рядъ примѣровъ, показывающихъ, что діаметры впускныхъ клапановъ въ существующихъ паровозахъ съ Gleichstrom - Dampfmaschine'ой взяты такой же величины, какъ и діаметры золотниковъ безъ пружинящихъ колець на соответствующихъ паровозахъ. Такъ какъ высота окна въ этихъ золотникахъ, по послѣднему проекту Шмидта, равна 13 mm, то по сравненію съ этой цифрой и можетъ быть оценена высота подъема клапана въ паровозной Gleichstrom - Dampfmaschine'ѣ. Если мы обратимся къ существующимъ паровозамъ, на которыхъ поставлена клапанная Gleichstrom - Dampfmaschine'a, то увидимъ, что высота подъема паровпускнаго клапана приблизительно равна высотѣ золотниковаго окна на соответствующихъ паровозахъ. Такъ, напр., высота подъема клапана равна 12,5 mm на слѣдующихъ паровозахъ: 1) скоромъ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа $\frac{2}{4}$; 2) товарномъ Швейцарскихъ желѣзныхъ дорогъ типа $\frac{4}{5}$; 3) товарномъ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа $\frac{4}{4}$. Высота подъема клапана на товарномъ паровозѣ Московско-Казанской желѣзной дороги типа $\frac{4}{4}$ равна 10 mm.

Еще раньше Gleichstrom - Dampfmaschine'ы на паровозахъ стали примѣнять клапанное парораспределеніе подъ названіемъ «Клапанное парораспределеніе Ленца». Для сравненія съ приведенными раньше примѣрами укажемъ на какой-нибудь примѣръ послѣдняго парораспределенія. Такъ, между прочимъ, клапана Ленца были поставлены на товарномъ паровозѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа 0—4—0, о которомъ мы уже говорили. Впускные клапана имѣютъ тамъ слѣдующіе размѣры: наружный верхній діаметръ равенъ 156 mm, внутренній нижній 144 mm,

следовательно, средний диаметр $= \frac{156 + 144}{2} = 150$ мм. Максимальная высота подъема клапана взята равной 13 мм. Таким образом, мы наблюдаем здесь полное совпадение с соответственными величинами золотника Шмидта без пружинящих колец.

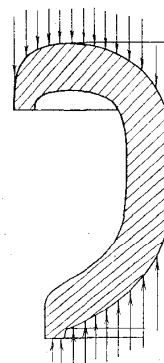
В помещаемой здесь таблиць № 5 приведены средня впускная скорости пара какъ въ случаѣ примѣненія клапана, такъ и въ случаѣ

Наполненіе	70%	50%	40%	25%
Клапанъ	126,6	142	164,5	227
Золотникъ	161	166,2	176,5	236,5
При зол. больше въ %	27,3	16,8	7,3	4,2

Таблица № 5.

золотниковаго парораспредѣленія на упомянутомъ паровозѣ, при чемъ скорость паровоза принята равной 50 км. въ часъ. Таблица показываетъ, что при клапанномъ парораспредѣленіи получены меньшія скорости пара. Съ уменьшеніемъ же впускной скорости уменьшаются и потери отъ торможенія пара, давленіе при впускѣ повышается, и вмѣстѣ съ тѣмъ увеличивается индикаторная площадь діаграммы.

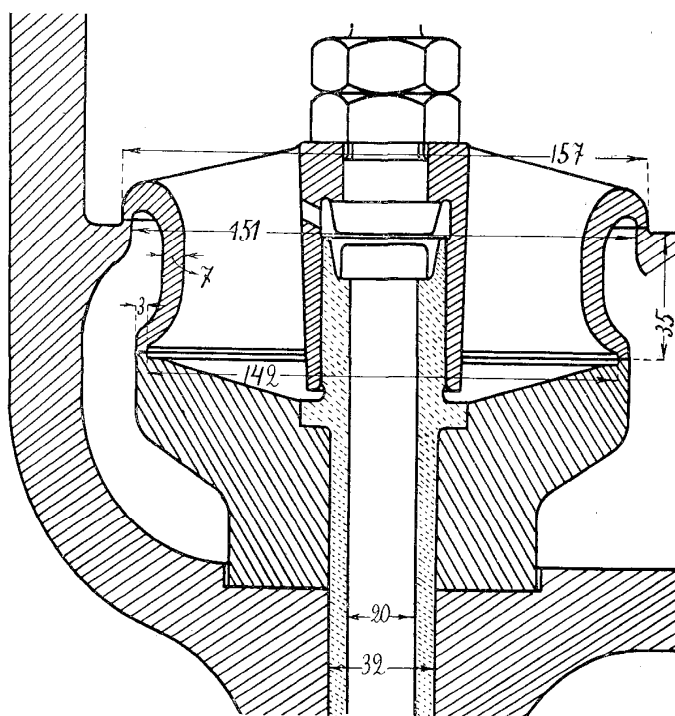
При выборѣ того или другого органа парораспредѣленія большое значеніе имѣеть вопросъ, насколько полно достигается имъ раздѣленіе пара. Совершенной плотности достигнуть при этомъ очень трудно, поэтому незначительнымъ пропускомъ приходится пренебрегать. Плоскіе золотники въ этомъ отношеніи разсматриваются обыкновенно, какъ болѣе совершенные органы, чѣмъ круглые. Изъ послѣднихъ наименьшею плотностью отличаются золотники безъ пружинящихъ колець. Что касается разгруженныхъ двухсѣдельныхъ клапановъ, которые мы до сихъ поръ имѣли въ виду, то они въ большинствѣ случаевъ не даютъ достаточной плотности. Неплотность ихъ, какъ мы уже говорили, увеличивается съ увеличеніемъ размѣровъ клапановъ, ихъ разгрузки, давленія и температуры. При расширеніи и выпускѣ пара стѣнки клапана съ одной стороны имѣютъ большее давленіе, съ другой меньшее. Силы давленія пара направлены перпендикулярно къ соответствующимъ поверхностямъ. Эти силы можно вообразить разложенными на вертикальныя и горизонтальныя составляющія. Горизонтальными составляющими при плоской поверхности соприкосновенія клапановъ съ ихъ сѣдлами можно пренебречь. Что касается вертикальныхъ составляющихъ, то тѣ изъ нихъ, которыя находятся на сторонѣ свѣжаго пара, болѣе соответствующихъ на другой сторонѣ. Легко понять, что въ результатъ, вертикальныя силы будутъ дѣйствовать на клапанъ такъ, какъ показано на черт. 34, при чемъ вполне ясно, что силы эти стремятся



Черт. 34.

сжать клапанъ въ вертикальномъ направленіи. Результатомъ такого дѣйствія силъ можетъ явиться отставаніе клапана отъ нижняго сѣдла и, слѣдовательно, пропускъ пара. Дѣйствіе указанныхъ силъ, очевидно, будетъ тѣмъ больше, чѣмъ выше давленіе свѣжаго пара въ клапанной коробкѣ и чѣмъ больше вогнута средняя часть клапана.

Въ томъ же неблагопріятномъ смыслѣ дѣйствуетъ и различіе температуръ клапана съ одной стороны, стѣнокъ клапанной коробки и сѣделъ, на которыя онъ опирается, съ другой. Если температура клапана выше, что почти всегда имѣетъ мѣсто, то онъ больше и расширится даже въ томъ случаѣ, если коэффициенты расширенія одинаковы. Представляя же себѣ клапанъ болѣе расширившимся въ вертикальномъ направленіи,



Черт. 35.

чѣмъ расширеніе въ томъ же направленіи его сѣделъ, легко видѣть, что результатомъ этого явится прижатіе клапана къ нижнему сѣдлу и отставаніе отъ верхняго. Слѣдствіемъ послѣдняго будетъ пропускъ пара вверху клапана.

Указанныя обстоятельства, вызывающія пропускъ пара, дѣйствуютъ тѣмъ ощутительнѣе, чѣмъ выше клапанъ. Поэтому послѣдній слѣдуетъ дѣлать возможно низкимъ. Съ цѣлью уменьшенія высоты клапана рекомендуется внизу примѣнять особую тарелчатую насадку, на которую опирается клапанъ, какъ это показано на черт. 35. При такой конструк-

ціи клапанъ получается сравнительно ниже и средняя часть его менѣе вогнутой. Незначительность вогнутости средней части позволяетъ сильно ослабить дѣйствіе вертикальныхъ силъ. При нѣкоторомъ опредѣленномъ давленіи и температурѣ клапанъ такой можетъ дать вполне удовлетворительную плотность.

Приведенныя разсужденія относительно пропуска пара при двухсѣдельныхъ клапанахъ находятъ себѣ подтвержденіе въ опытахъ, произведенныхъ нѣсколько лѣтъ тому назадъ на заводѣ Гартмана (въ Луганскѣ) подъ руководствомъ инженера названнаго завода Р. О. Моравскаго. Испытанію подвергались такъ называемые Корнвалійскіе двухсѣдельные клапана, служившіе аппаратомъ для троганія компаундъ-паровозовъ съ мѣста. Эти опыты показали, что при обыкновенномъ устройствѣ двухсѣдельныхъ клапановъ, безъ введенія тѣхъ измѣненій, которыя нѣсколько ослабляютъ вредное вліяніе давленія и температуры, невозможно получить совершенно плотнаго приставанія клапана одновременно къ обоимъ сѣдламъ: либо одно пропускаетъ паръ, либо другое. Вѣроятно, въ данномъ случаѣ имѣетъ еще значеніе и качество воды, которая употребляется для питанія паровознаго котла: чѣмъ она чаще, тѣмъ парораспределительные органы находятся въ болѣе благоприятныхъ условіяхъ. Во всякомъ случаѣ, едва ли можно признать справедливымъ утвержденіе нѣкоторыхъ авторовъ, что обыкновенные двухсѣдельные клапана представляютъ чуть ли не самыя совершенныя парораспределительные органы въ смыслѣ достигаемаго ими раздѣленія пара; равнымъ образомъ едва ли можно придавать большое значеніе ходячему нѣмецкому техническому выраженію: »Die Ventile schlagen sich dicht.« Правда, при нѣкоторой предосторожности во время конструированія и соблюденія указанныхъ выше условій можно клапанъ болѣе или менѣе приблизить къ совершенному органу въ смыслѣ достигаемой имъ плотности, но опять таки, какъ было раньше указано, не для всѣхъ давленій и температуръ.

Чтобы приведенныя разсужденія относительно неплотности двухсѣдельныхъ клапановъ не привели къ слишкомъ отрицательному отношенію къ клапанному парораспределенію, напомнимъ еще разъ, что и золотники въ этомъ отношеніи не представляютъ совершенныхъ органовъ. Здѣсь имѣлось въ виду только показать, что посредствомъ двухсѣдельныхъ клапановъ не достигается, какъ нѣкоторые утверждаютъ, совершенное раздѣленіе пара.

Совершенно плотное приставаніе къ сѣдламъ при различныхъ давленіяхъ и температурахъ даетъ показанный на черт. 37 эластичный клапанъ, предложенный проф. Stumpf'омъ. По тѣмъ же причинамъ, какъ и раньше, полезно здѣсь также примѣненіе внизу тарелчатой насадки, которая несетъ на себѣ нижнее сѣдло. Разница между діаметрами вверху и внизу этого клапана значительно большая, чѣмъ въ обыкновенномъ двухсѣдельномъ клапанѣ, вслѣдствіе чего клапанъ прижимается къ сѣдламъ не только силою пружины, но и нѣкоторою силою пара. Верхняя

эластичная часть клапана позволяет неодинаковое расширение клапанной коробки и самого клапана. В самом деле, если клапанъ въ вертикальномъ направленіи расширится больше, и верхняя его часть будетъ стремиться отстать отъ сѣдла, то это стремленіе парализуется давленіемъ пара на эластичную часть, при чемъ эта послѣдняя прогнется на величину, необходимую для того, чтобы прилеганіе къ верхнему сѣдлу не нарушалось. Конечно, для этого необходимо, чтобы эластичная часть клапана была соответственнымъ образомъ рассчитана.

Предложивъ новый клапанъ, проф. Stumpf далъ ему и расчетъ, которыми мы здѣсь и пользуемся.

Сверху внизъ на клапанъ (черт. 36) дѣйствуютъ слѣдующія силы:

1) Сила пружины F .

2) Давленіе пара на верхнюю кольцевую поверхность.

$(R^2 - \rho^2) \pi (p_a - p_i)$, гдѣ p_a — абсолютное давленіе пара въ коробкѣ клапана и p_i — абсолютное давленіе пара въ цилиндръ.

Снизу вверхъ направлены слѣдующія силы:

3) Давленіе пара на нижнюю кольцевую поверхность $(r^2 - \rho^2) \pi (p_a - p_i)$.

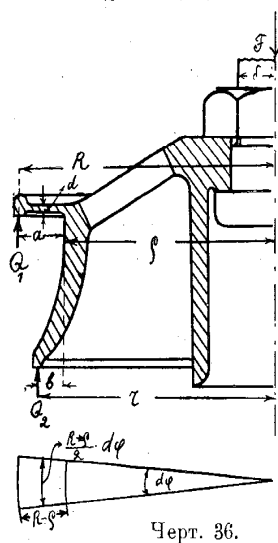
4) Давленіе пара на шпindelъ клапана $\pi \rho^2 (p_a - p_i)$.

5) Сила реакціи верхняго сѣдла Q_1 .

6) Сила реакціи нижняго сѣдла Q_2 .

Горизонтальныя силы взаимно уравниваются. Сумма вертикальныхъ силъ въ случаѣ равновѣсія должна равняться нулю, а потому:

$$F - \pi \rho^2 (p_a - p_i) + (R^2 - \rho^2) \pi (p_a - p_i) - (r^2 - \rho^2) \pi (p_a - p_i) - Q_1 - Q_2 = 0 \dots (1)$$



Черт. 36.

Если радиусы, давленія пара и сила пружины известны, то неизвестными величинами въ этомъ равенствѣ остаются Q_1 и Q_2 . Величина Q_1 найдется изъ слѣдующаго условія. Если клапанъ опирается на нижнее сѣдло, и если вертикальное его расширеніе равно таковому же клапанной коробки, то эластичная кольцеобразная часть не будетъ прогнута ни къ низу, ни къ верху, иначе говоря, можно представить, что прогибъ этой части f_1 , вызываемый давленіемъ пара, будетъ равенъ ея прогибу f_2 , вызываемому силой реакціи Q_1 т. е. $f_1 = f_2$. Чтобы опредѣлить прогибы f_1 и f_2 , вообразимъ, что изъ клапана вырѣзана часть съ центральнымъ угломъ $d\varphi$; тогда давленіе пара на вырѣзанную часть эластичной поверхности будетъ равно

$$\frac{R + \rho}{2} d\varphi (R - \rho) (p_a - p_i).$$

Прогибъ, вызываемый этой силой найдется по формуль

$$f_1 = \frac{R + \rho}{2} d\varphi (R - \rho) (p_a - p_i) \frac{(R - \rho)^3}{8 E J},$$

где E — коэффициент упругости, J — момент инерции. Сила реакции, приходящаяся на вырванную часть, $= Q_1 \frac{d\varphi}{2\pi}$. Прогиб, вызываемый этой силой, найдется из выражения:

$$f_2 = Q_1 \frac{d\varphi}{2\pi} \cdot \frac{(R - \rho)^3}{3 E J} \dots (3).$$

Если мы теперь, согласно сказанному выше условию, напишем, что $f_1 = f_2$, то получим:

$$Q_1 = \frac{3}{8} \pi (R + \rho) (R - \rho) (p_a - p_i) \dots (4).$$

Из первого уравнения находим:

$$Q_2 = F - \pi \rho^2 (p_a - 1) + (p_a - p_i) (R^2 \pi - r^2 \pi) - Q_1 \dots (5).$$

Подставляя сюда значение Q_1 , найдем:

$$Q_2 = F - \pi \rho^2 (p_a - 1) + \left(\frac{5}{8} R^2 - r^2 + \frac{3}{8} \rho^2 \right) \pi (p_a - p_i) \dots (6).$$

Если клапан расширится больше в вертикальном направлении, чем расстояние между его седлами, то, очевидно, для плотного прилегания к верхнему седлу, необходимо, чтобы эластичная часть несколько прогнулась вниз, и тогда f_1 не будет уже равняться f_2 . Если разницу указанных расширений обозначим через Δl , то будем иметь

$$\Delta l = f_1 - f_2 \dots (7).$$

Подставляя сюда найденные раньше значения f_1 и f_2 , найдем:

$$\Delta l = \left(\frac{R + \rho}{2} \right) d \varphi (R - \rho) (p_a - p_i) \frac{(R - \rho)^3}{8 E J} - Q_1 \frac{d\varphi}{2\pi} \frac{(R - \rho)^3}{3 E J}.$$

Решая это уравнение относительно Q_1 , получим

$$Q_1 = \frac{\pi}{2} \left[\frac{3}{4} (R^2 - \rho^2) (p_a - p_i) - \Delta l E \rho \left(\frac{d}{R - \rho} \right)^3 \right] \dots (8),$$

где d — толщина эластичной части и находится из выражения

$$J = \frac{\rho d \varphi \cdot d^3}{12}$$

Для того, чтобы клапан при последнем условии плотно приставал к верхнему седлу, необходимо, чтобы величина Q_1 была положительной. Для этого в свою очередь нужно, чтобы первый член в квадратных скобках по абсолютной величине был больше второго, и, кроме того, чтобы он был положительным. Последнее возможно только, если $p_a > p_i$, т. е. давление в клапанной коробке должно быть больше давления в цилиндре. Наименьшая требуемая разница в давлениях p_a и p_i найдется из условия $Q_1 = 0$, т. е.

$$\frac{3}{4} (R^2 - \rho^2) (p_a - p_i) - \Delta l E \rho \left(\frac{d}{R - \rho} \right)^3 = 0.$$

Решая это уравнение относительно $(p_a - p_i)$ будем иметь:

$$p_a - p_i = \frac{4 \Delta l \cdot E \rho}{3 (R^2 - \rho^2)} \left(\frac{d}{R - \rho} \right)^3 \dots (9).$$

Это выражение показывает, что величина $p_a - p_i$ пропорциональна Δl и, следовательно, высоте клапана l . Отсюда следует: чем ниже

клапанъ, тѣмъ меньшая разница требуется въ давленіяхъ p_a и p_i для возможности плотнаго прилеганія клапана къ верхнему сѣдлу. Значеніе d опредѣляется изъ условія прочности на изгибъ. Представляя поперечному вырѣзанную часть эластичнаго кольца съ угломъ $d\varphi$, будемъ имѣть:

$$M_{изг.} = (R - \rho) \frac{R + \rho}{2} d\varphi (p_a - p_i) \frac{R - \rho}{2} = \frac{1}{6} \rho d\varphi d^2 Kb \dots (10),$$

откуда, давая значеніе Kb , получимъ соответствующую величину d . Входящія въ это выраженіе величины R и ρ опредѣляются на основаніи скорости пара при проходѣ черезъ клапанъ. При окончательномъ выборѣ ихъ нужно обратить вниманіе на значеніе кольцеобразныхъ поверхностей a и b . Ясно, чѣмъ больше b , тѣмъ большая сила оттягиваетъ клапанъ отъ нижняго сѣдла. Если при плотности у этого послѣдняго мы возьмемъ тотъ предѣльный случай, когда $W_2 = 0$, то изъ выраженія (6), пренебрегая разностью между силою пружины и давленіемъ пара на шпindelъ клапана, найдемъ:

$$\frac{5}{8} R^2 - r^2 - \frac{3}{8} \rho^2 = 0.$$

Такъ какъ $R = \rho + a$ и $r = \rho + b$, то, вмѣсто предыдущаго равенства, можно написать:

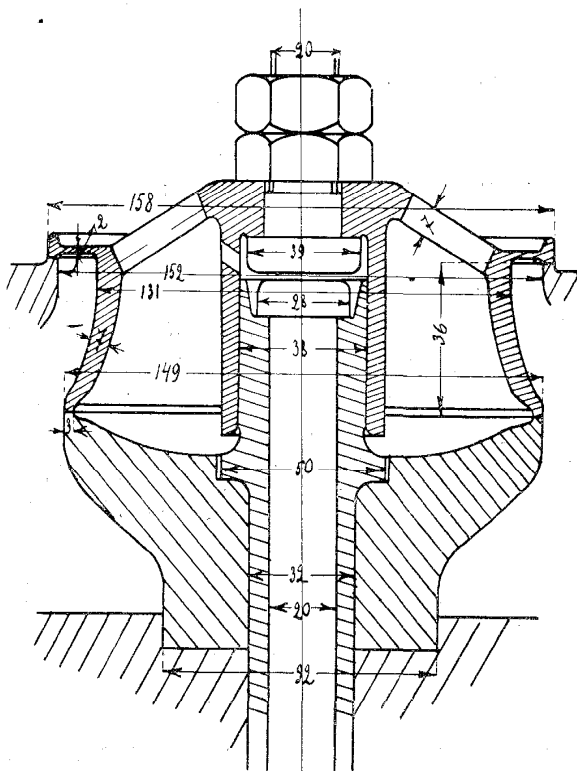
$$\frac{5}{8} (\rho + a)^2 - (\rho + b)^2 + \frac{3}{8} \rho^2 = 0$$

$$\frac{5}{8} a(a + 2\rho) - b(b + 2\rho) = 0.$$

Принимая приблизительно $a + 2\rho = b + 2\rho$, найдемъ: $b = \frac{5}{8} a$.

Если b будетъ больше только что найденнаго значенія, то, очевидно, можетъ произойти отставаніе клапана отъ нижняго сѣдла.

Для приложенія изложенной теоріи возьмемъ примѣръ. На чертѣ 37 представленъ клапанъ, рассчитанный для Gleichstrom - Dampfmaschine, поставленной на скоромъ паровозѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ. Давленіе пара равно 13 абс. атмосферамъ, такъ что $p_a = 13$ и $p_i = 1$ атм. Предположимъ, что плотное прилежаніе клапана происходитъ какъ разъ по среднимъ окружностямъ



Черт. 37.

обоихъ сдѣлать. Какъ видно изъ чертежа, $R_m = 77,5$ mm, $\rho = 65,5$ mm, $r_m = 73$ mm, діаметръ клапаннаго шпинделя = 20 mm.

Давленіе пара на шпиндель найдется изъ выраженія

$$\frac{\pi d^2}{4} (p_a - p_i) = \frac{3,14 \cdot 2^2}{4} 12 = 38 \text{ kgr.}$$

Величину Q_1 опредѣлимъ изъ уравненія (4), именно:

$$Q_1 = \frac{3}{8} \pi (R + \rho) (R - \rho) (p_a - p_i) = \frac{3}{8} 3,14 (7,75 + 6,55) (7,75 - 6,55) 12 = 242 \text{ kgr.}$$

Если для примѣра силу пружины посчитаемъ равной 150 kgr., то значеніе Q_2 найдемъ изъ уравненія (5):

$$Q_2 = F - \pi r^2 (p_a - 1) + (p_a - p_i) \pi (R^2 - r^2) - Q_1$$

$$Q_2 = 150 - 38 + 12 \cdot 3,14 (7,75^2 - 7,3^2) - 242 = 125 \text{ kgr.}$$

Толщину d эластичной части клапана получимъ изъ уравненія (10):

$$d = (R - \rho) \sqrt{\frac{3}{2} (R + \rho) (p_a - p_i) \frac{1}{\rho K_b}} = 2 \text{ mm,}$$

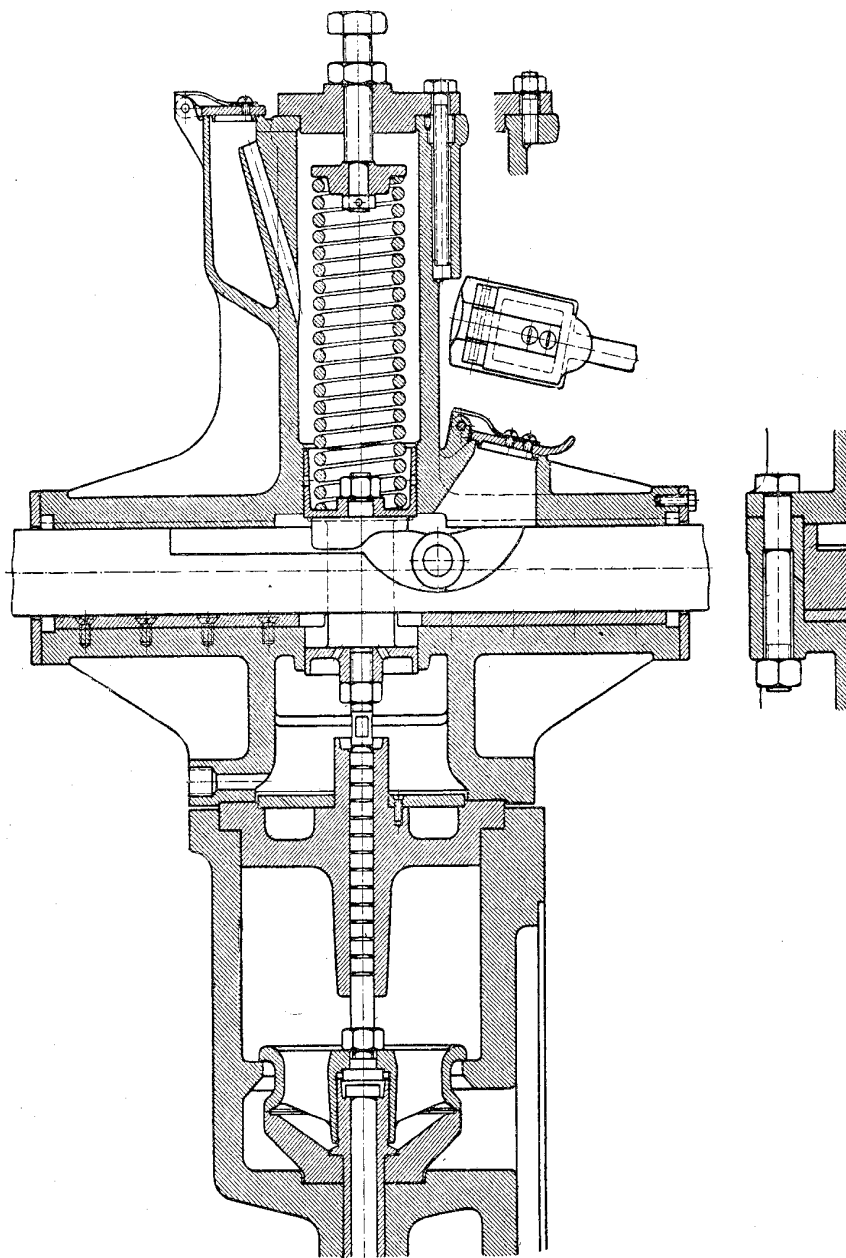
гдѣ K_b принято равнымъ 1400 kgr/cm².

Кривая подъема клапана.

Впускной клапанъ Gleichstrom - Dampfmaschine, примѣняемой въ паровозахъ, приводится въ движеніе при помощи кулисы Гейзингера. Эта послѣдняя движетъ штангу съ роликами на подобіе того, какъ это устроено въ паровозахъ съ парораспределеніемъ Ленца. Разница однако заключается въ томъ, что при системѣ Ленца ролики помѣщаются въ шпиндель клапана, при системѣ же парораспределенія Stumpf'a они устраиваются въ упомянутой выше штангѣ, получающей движеніе отъ кулисы и соответствующей при золотниковомъ парораспределеніи золотниковой скалкѣ. Это послѣднее устройство имѣетъ то преимущество, что горизонтальная штанга при примѣняемомъ теперь ея прямоугольномъ сѣченіи получаетъ большее поперечное сѣченіе, и съ конструктивной точки зрѣнія легче ролику придать большій размѣръ въ направленіи его оси, что имѣетъ несомнѣнно важное значеніе въ смыслѣ увеличенія поверхности соприкосновенія между роликомъ и кривой подъема клапана и, вслѣдствіе этого, уменьшенія давленія, приходящагося на единицу поверхности. Главное же преимущество состоитъ въ томъ, что при новомъ устройствѣ есть возможность, какъ видно изъ чертежа, устроить хорошую смазку для ролика и кривой набѣганія ролика. Такимъ образомъ, однѣ изъ наиболее ответственныхъ частей парораспределенія получаютъ возможность работать при болѣе благопріятныхъ условіяхъ.

Изъ четр. 33 ясно видно сказанное устройство. Ролики, какъ показываетъ чертежъ, помѣщаются въ особо сдѣланныхъ углубленіяхъ штанги, при чемъ эти углубленія всегда наполнены масломъ, что предохраняетъ трущіяся поверхности отъ изнашиванія. Шпиндель клапана соединяется съ особымъ поршенькомъ, на который сверху опирается пружина. Плотность клапаннаго шпинделя въ направляющей достигается

посредством Labyrinthdichtung, состоящего, какъ известно, въ томъ, что, вмѣсто примѣненія набивки, на шпиндель дѣлаются кольцевыя канавки. Въ коробкѣ, несущей роликовую штангу и клапанный пор-



Черт. 38.*)

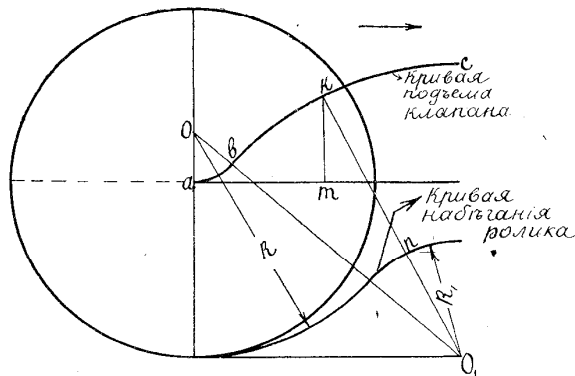
шенекъ, по бокамъ расположено по два отверстія, черезъ которыя можно наблюдать движеніе шпинделя, поршня и роликовой штанги. Кромѣ

*) J. Stumpf. Die Gleichstrom-Dampfmaschine.

того через нижнія отверстия можно регулировать клапанъ путемъ вращенія его шпинделя, что облегчаетъ регулировку всего парораспределенія. Упомянутыя боковыя отверстия для избѣжанія выпрыскиванія масла обыкновенно закрываются. Сверху роликовой ванночки также находится одно отверстие, закрываемое крышкой. Черезъ это отверстие можно вливать масло въ ванночку и вообще наблюдать за состояніемъ последней, а также роликовъ.

Передача движенія отъ горизонтальной роликовой штанги на вертикальный шпиндель клапана происходитъ черезъ набѣганіе роликовъ на закругленную поверхность, связанную съ поршенькомъ клапана. Ролики,

такимъ образомъ, поднимаютъ поршенькъ, который посредствомъ шпинделя связанъ съ клапаномъ, вслѣдствіе чего происходитъ одновременное поднятіе и последняго. Закрытіе клапана обеспечивается давленіемъ пружины, которая должна быть соответственнымъ образомъ рассчитана. Если мы вообразимъ (черт. 39), что кривая, на которую набѣгаетъ роликъ, короче,



Черт. 39.

кривая набѣганія ролика, стоитъ неподвижно, а перемѣщается по ней роликъ, связанный съ поршенькомъ клапана, то, очевидно, при нѣкоторомъ перемѣщеніи ролика въ направленіи, указанномъ стрѣлкой, мы получимъ то же вертикальное перемѣщеніе клапана, какъ и при соответствующемъ горизонтальномъ перемѣщеніи роликовой штанги въ случаѣ дѣйствительнаго движенія. Такъ какъ клапанъ въ данномъ случаѣ связанъ съ роликомъ, то поднятіе его будетъ равно въ каждый данный моментъ соответствующему поднятію центра ролика. При движеніи же ролика въ сторону стрѣлки центръ его опишетъ нѣкоторую кривую, которая будетъ характеризовать подъемъ клапана, поэтому кривая эта и называется кривой подъема клапана. Найти ее можно слѣдующимъ образомъ. Во всѣхъ Gleichstrom - Dampfmaschinen, спроектированныхъ проф. Stumpf'омъ, кривая набѣганія роликовъ вычерчена въ видѣ двухъ дугъ окружностей, радиусы которыхъ, положимъ, равны R и R_1 . Роликъ при своемъ движеніи въ каждый моментъ касается одной изъ этихъ дугъ, при чемъ съ дугою R происходитъ внутреннее касаніе, съ дугою же R_1 — наружное. Какъ извѣстно, точка касанія двухъ окружностей лежитъ на линіи, соединяющей ихъ центры. Очевидно, чтобы найти линію, по которой перемѣщается центръ ролика, нужно изъ

центра O окружности R описать дугу ab , радиус которой равнялся бы разности радиусов R и ролика; из центра же O_1 окружности R_1 описать дугу bc , радиус которой равнялся бы сумме радиусов ролика и R_1 . Обе названные дуги переходят одна в другую на линии, соединяющей центры O и O_1 . Полученная таким образом кривая $a b c$ и представит собою кривую подъема клапана. Абсциссы этой кривой дают перемещение роликовой штанги, ординаты же соответствующий подъем клапана. Если, напр., роликовая штанга переместится на величину am , то клапанъ поднимется на величину mk . Чтобы на кривой набѣганія ролика найти точку, въ которой въ этотъ моментъ будетъ происходить касаніе ролика, нужно точку k соединить съ центромъ O_1 прямой kO_1 . Пересѣченіе этой прямой съ кривой набѣганія ролика въ точкѣ n и даетъ искомую точку касанія ролика.

При вычерчиваніи кривой набѣганія ролика и связанной съ ней кривой подъема клапана приходится обращать вниманіе главнымъ образомъ на два обстоятельства: на быстроту подъема клапана и на то, чтобы роликъ и приходящія съ нимъ въ соприкосновеніе поверхности могли возможно дольше сохраниться, не подвергаясь изнашиванію. Съ точки зрѣнія наиболее выгоднаго прохода пара черезъ клапанъ въ цилиндръ полезно названнымъ кривымъ придать такой подъемъ, чтобы открытіе и закрытіе клапана происходило возможно скорѣе, иначе говоря, сдѣлать этотъ подъемъ возможно крутымъ, тогда меньше будетъ теряться въ индикаторной діаграммѣ отъ торможенія пара. Съ точки же зрѣнія сохраненія поверхностей ролика и кривой набѣганія ролика, а следовательно, и связаннаго съ ними всего парораспредѣленія, полезно разсматриваемую кривую дѣлать возможно пологой. Чѣмъ круче кривая, тѣмъ болѣе сильные боковые удары будутъ происходить при набѣганіи ролика на эту кривую, и тѣмъ сильнѣе будетъ подвергаться разстройству все парораспредѣленіе, тѣмъ скорѣе будутъ изнашиваться поверхности какъ ролика, такъ и соприкасающейся съ нимъ кривой набѣганія ролика.

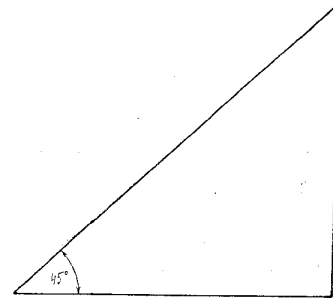
Такимъ образомъ, поставленныя два условія, которымъ должна удовлетворять кривая подъема клапана, требуютъ совершенно противоположныхъ свойствъ отъ этой кривой: чтобы полнѣе удовлетворить первому условію, подъемъ ея долженъ быть возможно крутымъ; наоборотъ, второе условіе требуетъ отъ этой кривой болѣе пологого подъема. Совершенно ясно, чѣмъ болѣе мы будемъ удовлетворять первому требованію, тѣмъ болѣе будемъ грѣшить противъ второго. Далѣе, совершенно ясно также, что нельзя допустить, чтобы поверхности ролика и кривой набѣганія ролика быстро изнашивались, что вело бы къ нарушенію всего парораспредѣленія; что нельзя также помириться и съ чрезмѣрно большой скоростью пара при проходѣ черезъ клапанъ и слишкомъ медленнымъ открытіемъ и закрытіемъ послѣдняго, что вызывало бы большія потери въ индикаторной діаграммѣ отъ торможенія пара.

Съ практической точки зрѣнія будетъ достаточнымъ, если кривую подъема клапана мы вычертимъ такъ, что она въ состояніи будетъ давать

приблизительно тѣ же площади для прохода пара черезъ клапанъ, какія мы получаемъ въ случаѣ примѣненія золотниковъ; если быстрота открытія и закрытія этихъ площадей будетъ приблизительно такова же, какъ и въ золотникѣ. Само собою разумѣется, что если возможно получить здѣсь болѣе благоприятныя условія, то тѣмъ лучше; нельзя только забывать, что улучшеніе этихъ условій не должно покупаться цѣною замѣтнаго изнашивания поверхностей ролика и кривой набѣганія, цѣной нарушенія правильности парораспределенія.

Чтобы нѣсколько ориентироваться въ выборѣ кривой подъема клапана, обратимся лучше всего къ парораспределенію посредствомъ золотника.

Прежде всего возьмемъ золотникъ Шмидта безъ пружинящихъ колець. Открытіе оконъ въ золотникѣ, какъ извѣстно, равно перемѣщенію золотника. Если мы, слѣдовательно, на оси абсциссъ будемъ откладывать перемѣщеніе золотника, а на оси ординатъ соответствующія высоты открытія окна, то это послѣднее изобразится прямой линіей, наклонной къ оси абсциссъ подъ угломъ 45° (черт. 40). Умножая ординаты этой прямой на окружность золотника, мы будемъ получать, очевидно, величины площадей открытія окна для соответствующихъ положеній золотника. Иначе говоря, та же прямая, проведенная къ оси абсциссъ подъ угломъ 45° , будетъ изображать въ масштабѣ, равномъ окружности золотника, величины площадей открытія окна.



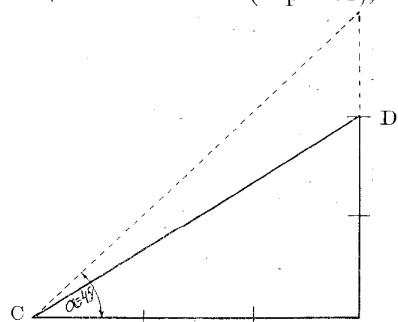
Черт. 40.

Возьмемъ теперь золотникъ съ пружинящими кольцами, гдѣ окна въ корпусѣ золотниковой втулки не идутъ по всей окружности. Перемычки составляютъ обыкновенно около $\frac{1}{3}$ всей окружности. Если мы длину окружности обозначимъ черезъ C , высоту открытія окна черезъ b , то площадь открытія окна будетъ равна

$$\frac{2}{3} C b = C \frac{2}{3} b.$$

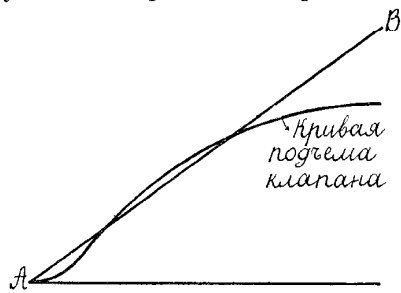
Если теперь на оси абсциссъ откладывать перемѣщеніе золотника (черт. 41), а на оси ординатъ величины, равныя $\frac{2}{3}$ соответствующихъ перемѣщеній золотника, то получимъ прямую линію $C D$. Ординаты этой линіи, будучи умножены на длину окружности, дадутъ соответствующія площади открытія паровпускного окна.

Такимъ образомъ, мы получили двѣ діаграммы для открытія паровпускной площади золотниковыхъ оконъ: одна для золотника безъ пружинящихъ колець и другая для золотника съ пружинящими коль-



Черт. 41.

цами. Въ обоихъ случаяхъ площадь открытія окна представлена прямой линіей, при чемъ для перваго золотника эта линія расположена подъ угломъ 45° къ оси абсциссъ, для втораго этотъ уголъ меньше 45° . Чтобы по этимъ діаграммамъ получить площадь открытія окна при какомъ-нибудь положеніи поршня, нужно соответствующую ординату умножить на длину окружности золотника, относящагося къ взятой діаграммѣ. Ординаты первой діаграммы больше соответствующихъ ординатъ второй діаграммы; но зато ординаты первой діаграммы нужно умножать на меньшее масштабное число, чтобы получить площадь открытія окна, чѣмъ приходится умножать ординаты второй діаграммы для той же цѣли. Предполагается,

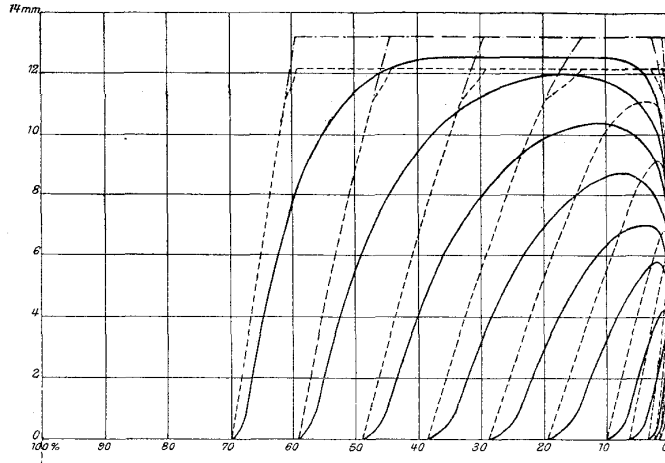


Черт. 42.

что величины площадей открытія оконъ при соответствующихъ перемещеніяхъ золотниковъ въ обоихъ случаяхъ одинаковы. Возвратимся теперь опять къ клапану, діаметръ котораго, какъ уже было сказано, равенъ діаметру золотника безъ пружинящихъ колець. Если бы мы захотѣли паровпускнымъ площадямъ при клапанномъ парораспределеніи придать такую же величину, какую даетъ золотникъ безъ пружинящихъ колець при соответствующихъ перемещеніяхъ золотника и роликовой штанги, то кривую подъема клапана пришлось бы расположить подъ угломъ 45° къ оси абсциссъ. Чтобы сдѣлать впускъ еще более благоприятнымъ, нужно было бы эту кривую расположить подъ угломъ, большимъ 45° . На практикѣ однако приходится отказаться даже отъ такого подъема, который относится къ золотнику безъ пружинящихъ колець. При большихъ скоростяхъ происходятъ замѣтные удары роликовъ о кривую поверхность набѣганія роликовъ. Чтобы ослабить эти удары и предохранить трущіяся поверхности отъ изнашиванія, приходится кривую подъема клапана дѣлать болѣе плавной. Какъ исходное начало, можно принять вторую діаграмму, относящуюся къ золотнику съ пружинящими кольцами, гдѣ ординаты составляютъ $\frac{2}{3}$ соответствующихъ абсциссъ, и построить кривую подъема клапана, болѣе или менѣе приближающуюся къ наклонной АВ этой діаграммы (черт. 42), при чемъ вначалѣ эта кривая располагается нѣсколько ниже указанной прямой, чтобы избѣжать ударовъ при входѣ ролика на кривую, а затѣмъ она нѣсколько повышается надъ прямой.

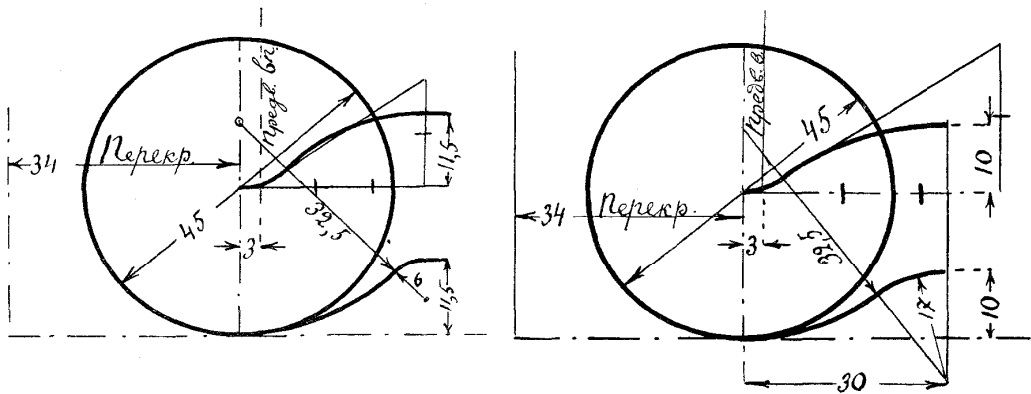
При такомъ характерѣ кривой подъема клапана паровпускныя площади при клапанномъ парораспределеніи будутъ нѣсколько меньше соответствующихъ паровпускныхъ площадей въ случаѣ примѣненія золотника. На черт. 43 представлена діаграмма открытія площадей паровпускныхъ отверстій какъ при золотниковомъ парораспределеніи обыкновенной машины, такъ и при клапанномъ парораспределеніи Gleichstrom-Dampfmaschine примѣнительно къ одному и тому же товарному паровозу

Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа 0—4—0, при чемъ пунктирныя линіи относятся къ золотнику, сплошныя — къ клапану). Какъ ясно изъ діаграммы, при примѣненіи золотника получаются нѣсколько большія площади для прохода пара въ цилиндръ, чѣмъ въ случаѣ примѣненія клапана. Поэтому скорости пара при клапанномъ парораспределеніи



Черт. 43.

будутъ нѣсколько больше соответствующихъ скоростей при золотниковомъ парораспределеніи. Снятыя діаграммы съ существующихъ паровозовъ, работающих Gleichstrom - Dampfmaschine'ой съ клапаннымъ парораспре-

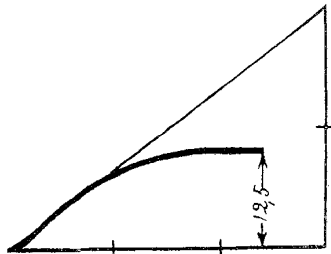


Черт. 44.

дѣленіемъ, не обнаружили однако замѣтнаго вреднаго вліянія отъ указанного повышенія скорости пара при проходе его черезъ клапанъ. Это до нѣкоторой степени объясняется тѣмъ, что путь для прохода пара при

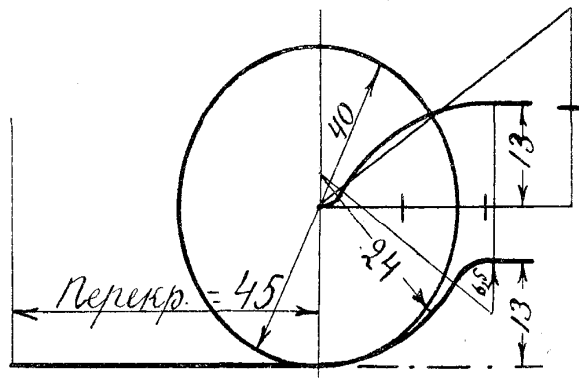
томъ устройствѣ клапаннаго парораспределенія, которое принято теперь въ Gleichstrom - Dampfmaschinen, значительно короче, чѣмъ при золотникѣ; поэтому паръ находится въ болѣе благопріятныхъ условіяхъ: ему не приходится преодолевать сопротивленія тренія о стѣнки проходнаго канала, которое неизбежно при золотниковомъ парораспределеніи.

Высказаннымъ здѣсь соображеніямъ относительно характера кривой подъема клапана удовлетворяютъ соответствующія кривыя на существующихъ уже паровозахъ. Такъ, на черт. 44 представлено два варианта кривой подъема клапана для товарнаго паровоза типа 0—4—0, построеннаго на Коломенскомъ заводѣ. На черт. 45 мы видимъ кривую подъема клапана для товарнаго паровоза Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа 0—4—0. На обоихъ чертежахъ проведены наклонныя линіи, ординаты которыхъ въ извѣстномъ масштабѣ представляютъ площади открытія паровпускныхъ оконъ въ случаѣ примѣненія золотниковъ съ пружинащими кольцами.



Черт. 45.

Для сравненія съ только что приведенными кривыми на чертѣжѣ 46 показана кривая набѣганія ролика и кривая подъема впускнаго клапана для парораспределенія Ленца, примѣненнаго на некоторыхъ товарныхъ паровозахъ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ типа 0—4—0.



Черт. 46.

Для лучшей ориентировки при проектированіи новаго клапаннаго парораспределенія для паровозной Gleichstrom - Dampfmaschinen приведемъ здѣсь таблицы уже выполненныхъ соответствующихъ парораспределеній.

1) Таблица парораспределения скорого паровоза Прусских желѣзныхъ дорогъ*).

ХОДЪ В ПЕРЕДЪ																
Наполненіе	Линейное предѣленіе выпуска	Площадь для выпуска	Поднятіе клапана	Площадь для выпуска	Путь золотн. изъ средн. полож.	Путь поршня отъ мертваго пол. до начала								У делен. ками кул. изъ средн. полож.	Движеніе ками	
						Расшир.		Предвар. выпуска		Сжатія		Предвар. впуска				
%	mm	см. ²	mm	см. ²	mm	%	mm	%	mm	%	mm	%	mm	mm	mm	
0	5	27,8	3	430	43	7,1	45	87,3	550	12,7	80	95,5	601	0	0	Передъ поршн.
	5	27,8	3	430	43	7,1	45	87,3	550	12,7	80	95,6	602	0	0	Сзади поршня
10	5	35,2	3,8	430	43 1/2	10	63	87,3	550	12,7	80	97,7	615	17 1/2	3	Передъ поршн.
	5	35,2	3,8	430	43 1/2	10	63	87,3	550	12,7	80	98,1	618	17 1/2	3	Сзади поршня
20	5	50,1	5,4	430	45	20	126	87,3	550	12,7	80	98,7	620 1/2	37	4	Передъ поршн.
	5	51,9	5,6	430	46	20	126	87,3	550	12,7	80	98,8	622	37	4	Сзади поршня
30	5	63,1	6,8	430	47	30	189	87,3	550	12,7	80	99,3	625	53 1/2	5	Передъ поршн.
	5	64,9	7	430	48	30	189	87,3	550	12,7	80	99,4	626	53 1/2	5	Сзади поршня
40	5	78,7	8,5	430	50 1/2	40	252	87,3	550	12,7	80	99,4	626 1/2	72	6	Передъ поршн.
	5	83,4	9	430	51 1/2	39,9	250	87,3	550	12,7	80	99,4	626 1/2	72	6	Сзади поршня
50	5	97,5	10,5	430	55	50	315	87,3	550	12,7	80	99,6	627 1/2	91	8	Передъ поршн.
	5	99,7	10,75	430	57	49	309	87,3	550	12,7	80	99,6	627 1/2	91	8	Сзади поршня
60	5	111,4	12	430	61	60	378	87,3	550	12,7	80	99,8	628 1/2	115 1/2	8 1/2	Передъ поршн.
	5	114	12,3	430	63	58,1	366	87,3	550	12,7	80	99,8	629	115 1/2	8 1/2	Сзади поршня
65	5	116	12,5	430	65 1/2	63	409 1/2	87,3	550	12,7	80	99,9	629	130	8	Передъ поршн.
	5	116	12,5	430	67 1/2	62,5	393	87,3	550	12,7	80	99,9	629	130	8	Сзади поршня
70	5	116	12,5	430	72	70	441	87,3	550	12,7	80	99,9	629	151	8	Передъ поршн.
	5	116	12,5	430	74 1/2	66,7	420	87,3	550	12,7	80	99,9	629	151	8	Сзади поршня

ХОДЪ НАЗАДЪ																
Наполненіе	Линейное предѣленіе выпуска	Площадь для выпуска	Поднятіе клапана	Площадь для выпуска	Путь золотн. изъ средн. полож.	Путь поршня отъ мертваго пол. до начала								У делен. ками кул. изъ средн. полож.	Движеніе ками	
						Расшир.		Предвар. выпуска		Сжатія		Предвар. впуска				
%	mm	см. ²	mm	см. ²	mm	%	mm	%	mm	%	mm	%	mm	mm	mm	
0	5	27,8	3	430	43	6,8	43	87,3	550	12,7	80	95,4	600 1/2	0	0	Передъ поршн.
	5	27,8	3	430	43	6,8	43	87,3	550	12,7	80	95,8	603 1/2	0	0	Сзади поршня
10	5	35,2	3,8	430	43 1/2	10	63	87,3	550	12,7	80	97,3	612	14 1/2	2	Передъ поршн.
	5	35,2	3,8	430	43 1/2	10	63	87,3	550	12,7	80	97,7	615	14 1/2	2	Сзади поршня
20	5	50,1	5,4	430	45	20	126	87,3	550	12,7	80	99,1	623	42 1/2	3	Передъ поршн.
	5	51,9	5,6	430	46	20	126	87,3	550	12,7	80	99,3	625	42 1/2	3	Сзади поршня

*) Glasers Annalen. 1911.

ХОДЪ НАЗАДЪ																
Наполненіе	Линейное предвареніе выпуска	Площадь для выпуска	Поднятіе клапана	Площадь для выпуска	Путь клапана къ средн. полож.	Путь поршня отъ мертваго пол. до начала								Удален. камня къ нач. средн. полож.	Движеніе каменя	
						Расшир.		Предвар. выпуска		Сжатія		Предвар. выпуска				
						%	mm	%	mm	%	mm	%	mm			
30	5	63,1	6,8	430	47	30	189	87,3	550	12,7	80	99,3	625	57 ¹ / ₂	3	Передъ поршни.
	5	64,9	7	430	48	30	189	87,3	550	12,7	80	99,4	626	57 ¹ / ₂	3	Сзади поршня
40	5	81,5	8,8	430	51	40	252	87,3	550	12,7	80	99,5	627	77 ¹ / ₂	6	Передъ поршни.
	5	85,4	9,2	430	52	39,7	250	87,3	550	12,7	80	99,5	627	77 ¹ / ₂	6	Сзади поршня
50	5	97,5	10,5	430	55	50	315	87,3	550	12,7	80	99,6	627 ¹ / ₂	99	7	Передъ поршни.
	5	99,7	10,75	430	57	49,1	309	87,3	550	12,7	80	99,6	627 ¹ / ₂	99	7	Сзади поршня
60	5	109	11,75	430	60	60	378	87,3	550	12,7	80	99,8	628 ¹ / ₂	117	11	Передъ поршни.
	5	112,2	12,1	430	62	58,1	366	87,3	550	12,7	80	99,8	628 ¹ / ₂	117	11	Сзади поршня
65	5	118,7	12,25	430	64	65	409 ¹ / ₂	87,3	550	12,7	80	99,9	629	132 ¹ / ₂	14	Передъ поршни.
	5	116	12,5	430	66	62,5	393	87,3	550	12,7	80	99,9	629	132 ¹ / ₂	14	Сзади поршня
70	5	116	12,5	430	67	70	441	87,3	550	12,7	80	99,9	629	150	19	Передъ поршни.
	5	116	12,5	430	69	66,7	420	87,3	550	12,7	80	99,9	629	150	19	Сзади поршня

Кривая набѣганія ролика и кривая подъема клапана для этого паровоза такія же, какъ показано на черт. 48 для товарнаго паровоза Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ.

2) Таблица парораспределенія товарнаго паровоза 0—4—0 Прусскихъ жел. дорогъ*).

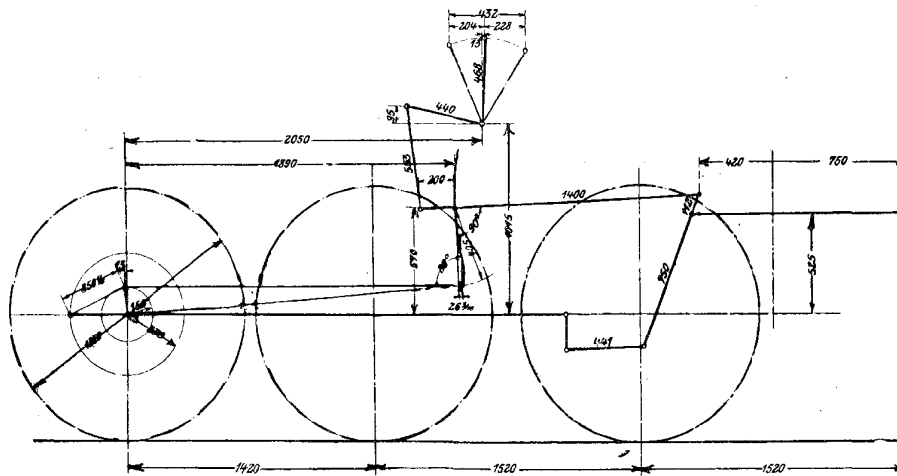
ХОДЪ ВПЕРЕДЪ																
Наполненіе	Линейное предвареніе выпуска	Площадь для выпуска	Поднятіе клапана	Площадь для выпуска	Путь поршня отъ мертваго пол. до начала								Удален. камня къ нач. средн. полож.	Движеніе каменя		
					Расшир.		Предвар. выпуска		Сжатія		Предвар. выпуска					
					%	mm	%	mm	%	mm	%	mm				
10	6,4	33,1	4,12	616	9,9	65	94,5	623,7	12,3	81	87,7	579	12,5	2,5	Сзади поршня	
	"	38,6	4,18	"	10,1	67	94,5	623,7	"	"	"	"	12	2	Передъ поршни.	
20	"	49,5	5,36	"	19,1	126	97,5	643,5	"	"	"	"	43	5	Сзади поршня	
	"	50,3	5,45	"	20,9	138	97,1	640,9	"	"	"	"	40,5	2,5	Передъ поршни.	
30	"	63,2	6,84	"	29,1	192	98,5	650,5	"	"	"	"	66,5	7,5	Сзади поршня	
	"	65,5	7,09	"	30,9	204	98,1	647,5	"	"	"	"	64	5	Передъ поршни.	

*) Organ 1910.

ХОДЪ В ПЕРЕДЪ															
Наполненіе	Линейное предрезаніе выпуска	Площадь для выпуска	Поднятіе клапана	Площадь для выпуска	Путь поршня отъ мертвого пол. до начала								Удвоен. камня кут. изъ средн. полож.	Движеніе камени	
					Расшир.		Предвар. выпуска		Сжатія		Предвар. выпуска				
					%	mm	%	mm	%	mm	%	mm			
40 {	6,4	78,5	8,5	616	39	257	99	653,5	12,3	81	87,7	579	89,5	9,5	Сзади поршня
	"	83,1	9,0	"	41	271	98,7	651,4	"	"	"	"	87	7,5	Передъ поршн.
50 {	"	94,2	10,20	"	49,3	325	99,3	655,4	"	"	"	"	114,5	11	Сзади поршня
	"	101,2	10,96	"	50,7	335	99,1	654,1	"	"	"	"	112,5	9	Передъ поршн.
60 {	"	109,5	11,85	"	59,6	393	99,6	657,4	"	"	"	"	144	13,5	Сзади поршня
	"	114,1	12,35	"	60,4	399	99,4	656	"	"	"	"	144	12,5	Передъ поршн.
70 {	"	115,5	12,5	"	69,8	461	99,7	658	"	"	"	"	183,5	15,5	Сзади поршня
	"	115,5	12,5	"	70,5	465	99,6	657,4	"	"	"	"	189	20,5	Передъ поршн.

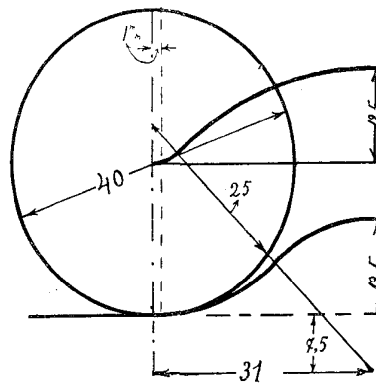
ХОДЪ НАЗАДЪ															
Наполненіе	Линейное предрезаніе выпуска	Площадь для выпуска	Поднятіе клапана	Площадь для выпуска	Путь поршня отъ мертвого пол. до начала								Удвоен. камня кут. изъ средн. полож.	Движеніе камени	
					Расшир.		Предвар. выпуска		Сжатія		Предвар. выпуска				
					%	mm	%	mm	%	mm	%	mm			
10 {	6,4	38,6	4,18	616	9,8	65	94,7	625	12,3	81	87,7	579	12	0,5	Сзади поршня
	"	37,4	4,05	"	10,2	67	94,8	625,7	"	"	"	"	12	0,5	Передъ поршн.
20 {	"	50,3	5,45	"	19,4	128	97,9	646,1	"	"	"	"	42	1,5	Сзади поршня
	"	50,3	5,45	"	20,6	136	97,5	643,5	"	"	"	"	43	2,5	Передъ поршн.
30 {	"	64,2	6,95	"	29,5	195	98,8	652,9	"	"	"	"	65	2	Сзади поршня
	"	66,3	7,18	"	30,5	201	98,1	647,8	"	"	"	"	67	4	Передъ поршн.
40 {	"	79,9	8,65	"	39,9	263	99,3	655,4	"	"	"	"	87	3	Сзади поршня
	"	82,9	8,97	"	40,1	265	98,9	652,7	"	"	"	"	90	6	Передъ поршн.
50 {	"	95,9	10,38	"	49,4	326	99,5	656,7	"	"	"	"	111	4	Сзади поршня
	"	99,3	10,75	"	50,6	334	99,2	654,7	"	"	"	"	114	7	Передъ поршн.
60 {	"	109,7	11,88	"	58,4	385	99,7	658	"	"	"	"	139,5	6	Сзади поршня
	"	112,2	12,15	"	61,6	407	99,5	656,7	"	"	"	"	142,5	9	Передъ поршн.
70 {	"	115,5	12,5	"	73	482	99,8	658,7	"	"	"	"	180	6,5	Сзади поршня
	"	115,5	12,5	"	68,2	450	99,7	658	"	"	"	"	183,5	10	Передъ поршн.

На черт. 47 представлена схема парораспределения того же паровоза.



Черт. 47.

Черт. 48 воспроизводит кривую набегания ролика и кривую подъема клапана упомянутого товарного паровоза Прусских железных дорог.



Черт. 48.

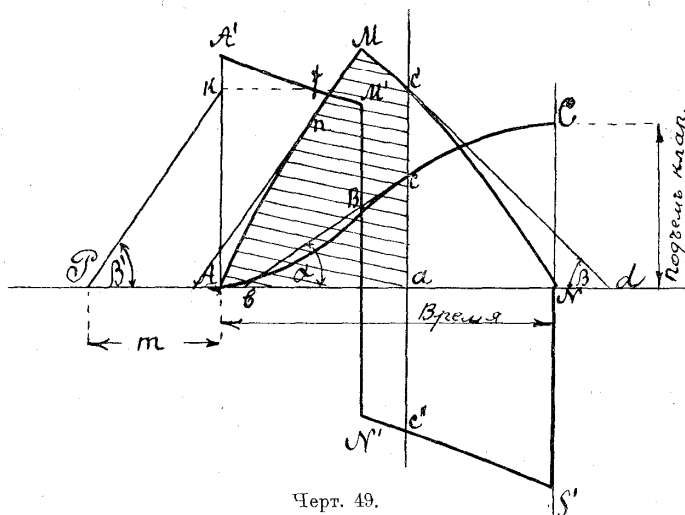
3) Таблица подъема клапана и паровпускной площади товарного паровоза 0—4—0 Коломенского завода.

Наполнение %	Поднятие клапана mm	Паровпускн. площадь клап. см. ²	Паровпускн. площадь при золотн. см. ²
0—5,12	2,6	23,8	24,3
10	2,8	25,1	27,3
20	4,0	35,9	39,7
30	5,6	50,3	56,5
40	7,3	65,5	76,3
50	8,9	79,9	107
60	9,8	88,0	140
70	10	89,8	198

Определение скоростей и ускорений подъема клапана.

После определения кривой подъема клапана можно найти кривые скоростей и ускорений подъема клапана. Какъ известно изъ механики, скорость есть первая производная пути по времени; ускорение же есть первая производная скорости по времени или вторая производная пути по времени. Обозначая произвольную величину подъема клапана через s , скорость клапана через v , ускорение через p , будемъ имѣть:

$$v = \frac{ds}{dt}; p = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2}$$



Черт. 49.

На чертежѣ 49 ходъ линіи ABC представляетъ ходъ подъема клапана въ функции времени. Время t отложено въ видѣ абсциссъ, соответствующія высоты s подъема клапана въ видѣ ординатъ. Высота поднятiя клапана измѣняется въ зависимости отъ времени, иначе говоря, высоту подъема клапана можно разсматривать, какъ функцию времени, т. е.

$$s = f(t)$$

Это уравненіе и выражаетъ собою начерченную кривую подъема клапана ABC. Для какой-нибудь точки c скорость, согласно сказанному, равна $\frac{ds}{dt}$. Съ геометрической точки зрѣнія производная по времени отъ данной функции $s = f(t)$ выражаетъ тангенсъ угла, образуемаго касательной къ кривой, опредѣляемой даннымъ уравненіемъ, съ осью t . Слѣдовательно, чтобы найти скорость, или $\frac{ds}{dt}$, для точки c , нужно въ этой точкѣ провести касательную къ кривой подъема клапана и продолжить ее до пересѣченiя съ осью времени. Тангенсъ полученнаго угла α и равенъ искомой скорости. Но тангенсъ этого угла равенъ $\frac{ac}{ab}$. Если, на-

примѣръ, $ac = 0,0235$ м. и $ab = 0,035$ сек., то

$$v = \operatorname{tg} \alpha = \frac{ac}{ab} = \frac{0,0235}{0,035} = 0,671 \text{ м/сек.}$$

Опредѣливъ подобнымъ способомъ достаточное число значеній v и выбравъ для нихъ наиболее подходящій масштабъ, откладываютъ ихъ на соответствующихъ точкахъ абсциссы и концы соединяютъ. Такъ получается кривая скоростей AMN .

Когда кривая скоростей найдена, то подобнымъ же образомъ можно опредѣлить и кривую ускореній. Если мы на найденной кривой возьмемъ точку c' , то ускореніе p для этой точки будетъ равно

$$p = \frac{dv}{dt} = \operatorname{tg} \beta,$$

гдѣ β — уголъ, образуемый осью времянь t съ касательной, проведенной черезъ точку c' къ кривой скоростей. Но $\operatorname{tg} \beta = \frac{ac'}{ad}$. Если, положимъ,

$ad = 0,0375$ сек., то $\operatorname{tg} \beta$ для взятой точки $= \frac{0,671}{0,0375} = 17,89$ м/сек., такъ

какъ ac' для этой точки является скоростью, которая, согласно сдѣланному уже вычисленію, равна $0,671$ м/сек. Послеъ нахожденія достаточнаго числа ускореній откладываютъ эти послѣднія на оси времянь въ видѣ ординатъ и концы соединяютъ. Получается кривая ускореній $A'M'N'S'$. Слѣдуетъ помнить, что если кривая скоростей поднимается (ординаты ея увеличиваются), то производная $\frac{dv}{dt}$, а слѣдовательно, и ускоренія,

будутъ положительными; если же эта кривая падаетъ, то $\frac{dv}{dt}$ и вмѣстѣ съ тѣмъ ускоренія будутъ отрицательными. Въ первомъ случаѣ кривая ускореній помѣстится выше оси времянь, во второмъ случаѣ ниже. Отрицательное ускореніе показываетъ замедленіе движенія. То же самое относится къ кривой поднятія клапана и скоростямъ. Если касательная, проведенная въ какой-нибудь точкѣ кривой скоростей, будетъ параллельна оси времянь, то $\frac{dv}{dt} = 0$. Слѣдовательно, и ускореніе для этой точки также равно нулю. Наибольшаго значенія ускореніе достигнетъ тамъ, гдѣ уголъ β будетъ наибольшимъ. Сказанное только что относительно ускореній и кривой скоростей справедливо также и по отношенію скоростей и кривой поднятія и опусканія клапана.

Для того, чтобы скорѣе находить необходимыя скорости и ускоренія, можно поступать слѣдующимъ образомъ. Положимъ, требуется найти ускореніе, соответствующее точкѣ n кривой скоростей. Черезъ эту точку проводимъ касательную. Затѣмъ на произвольномъ разстояніи m отъ A выбираемъ точку P и изъ этой точки проводимъ линію, параллельную только что проведенной касательной, до пересѣченія въ точкѣ k съ ординатой, проходящей черезъ A . Полученную точку k проектируемъ на ординату точки n и такимъ образомъ находимъ точку f , принадлежащую

кривой ускорений. То же самое повторяем относительно другихъ точекъ кривой скоростей. Полученныя такимъ образомъ ускоренія будутъ представлены въ одномъ и томъ же масштабѣ. Въ самомъ дѣлѣ, ускореніе, соответствующее точкѣ n , равно $\frac{dv}{dt} = \operatorname{tg}^3 \alpha = \frac{Ak}{m}$, откуда $Ak = m \cdot \operatorname{tg}^3 \alpha$.

Для какой-нибудь другой точки получимъ $Ak' = m \operatorname{tg}^3 \alpha'$.

Подобнымъ же образомъ можно ускорить нахождение кривой скоростей.

Найденныя скорости и ускоренія могутъ быть проверены на основаніи слѣдующихъ соотношеній. Известно, что $v = \frac{ds}{dt}$ и $p = \frac{dv}{dt}$; откуда имѣемъ

- 1) $ds = v dt$ или $s = \int v dt$,
- 2) $dv = p dt$ или $v = \int p dt$.

Если мы возьмемъ на кривой подъема клапана точку c напр., то, какъ показываютъ приведенныя соотношенія, высота подъема клапана для этой точки $s = ac$ равна площади, ограниченной осью времянь, кривой скоростей и ординатой, проходящей черезъ точку c . Точно также скорость для этой точки равна площади, ограниченной осью времянь, кривой ускорений и ординатами, проходящими черезъ точки A и c . Путемъ нахождения указанныхъ площадей и можно проверить правильность найденныхъ скоростей и ускорений.

Для примѣненія только что изложенной теоріи возьмемъ, какъ примѣръ, парораспределение, разработанное мною подъ руководствомъ проф. Stumpf'a для пассажирскаго паровоза типа 1—3—1, который, согласно съдѣланному заданію, долженъ былъ имѣть:

- 1) Диаметръ цилиндровъ 500 мм
- 2) Ходъ поршня 650 „
- 3) Діам. вѣдущ. колець 1440 „
- 4) Давленіе пара въ котль 16 абс. атм.
- 5) Скорость 70 км/часъ.

На черт. 50 представлены: кривая набѣгающаго ролика, кривая подъема клапана, кривыя скоростей и ускорений подъема клапана и способъ ихъ построенія, часть эксцентриковаго круга въ случаѣ наполненія 30%. Для этого послѣдняго наполненія и показано здѣсь построеніе интересующихъ насъ кривыхъ. Какъ видно изъ чертежа, вѣшняя перекрышка взятаго парораспределения равна 36 мм; уголь, описываемый кривошипомъ во время поднятія клапана при наполненіи въ 30%, равенъ 39°, длина эксцентрика при этомъ наполненіи равна 49 мм.

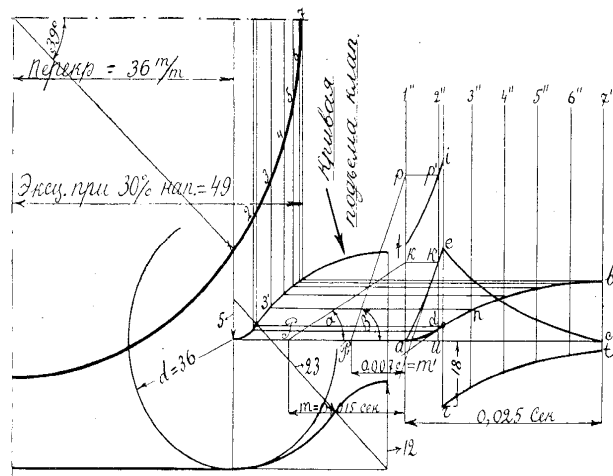
Изъ приведенныхъ выше данныхъ легко найти, что число оборотовъ, дѣлаемыхъ колесами паровоза, равно 258 въ минуту или 4,3 въ секунду.

Слѣдовательно, для одного оборота требуется $\frac{1}{4,3}$ секунды. Такъ какъ поднятіе клапана происходитъ въ теченіе поворота кривошипа на 39°, то время, потребное для этого, найдется изъ выраженія

$$t = \frac{1 \cdot 39}{4,3 \cdot 360} = 0,025 \text{ сек.}$$

Дуга, описываемая эксцентриком и соответствующая $\mu_{\text{вн}}$ раздѣлена на 6 равныхъ частей (1—7), и эти части отложены на оси абсцисъ въ видѣ прямой 1"—7", которая поэтому и представляетъ собою время, равное 0,025 секундамъ. Кривая подъема клапана представлена затѣмъ въ функціи времени. Пояснимъ, какъ это сдѣлано. Возьмемъ, положимъ, точку (3), лежащую на дугѣ эксцентрика. Эта точка проектируется вертикально на кривую подъема клапана, на которой этимъ способомъ получается точка (3'). Эта послѣдняя проектируется горизонтально на соответствующую ординату (3''), и получается такимъ образомъ точка п, лежащая на кривой поднятія клапана, выраженной въ функціи времени. Точно такимъ же способомъ находятся и остальные точки, соответствующія точкамъ 1—7 и затѣмъ соединяются кривой apb , которая и является искомой.

Послѣ построения этой кривой приступаютъ къ вычерчиванію кривой скоростей, при чемъ поступаютъ согласно сдѣланному раньше указанію. Пояснимъ здѣсь на примѣрѣ, какъ это дѣлается. Положимъ, требуется найти скорость поднятія клапана, соответствующую точкѣ d, лежащей на кривой поднятія клапана, выраженной въ функціи времени. Черезъ взятую точку проводятъ касательную къ этой кривой и затѣмъ, выбравъ на оси абсцисъ на произвольномъ разстояніи отъ ординаты (1'') точку P, проводятъ черезъ нее линію, параллельную только что проведенной касательной. Эта линія пересѣкаетъ ординату (1'') въ точкѣ k. Послѣдняя



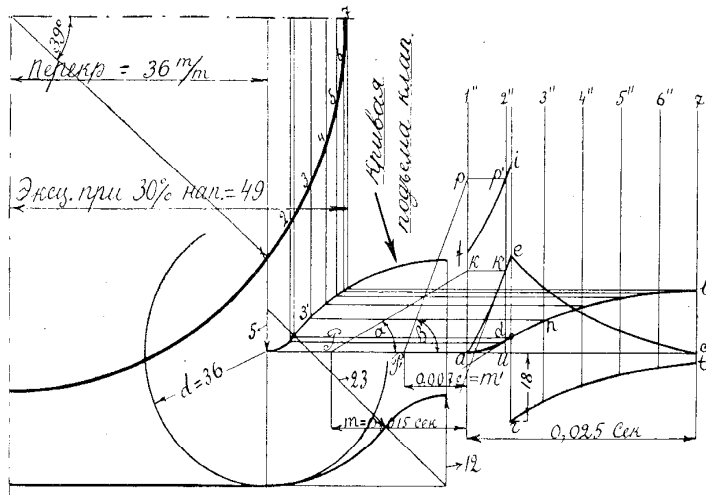
Черт. 50.

точка проектируется горизонтально на ординату (2''), проходящую черезъ взятую нами точку d. Полученный такимъ образомъ отрезокъ ординаты ki и представляетъ въ некоторомъ масштабѣ искомую скорость. Найдя этимъ способомъ достаточное число точекъ, соединяютъ ихъ кривой aes , которая и является въ данномъ случаѣ кривой скоростей.

Послѣ этого остается только опредѣлить масштабъ, въ которомъ ординаты послѣдней кривой представляютъ соответствующія скорости.

Дуга, описываемая эксцентрикомъ и соответствующая поднятію клапана, раздѣлена на 6 равныхъ частей (1—7), и эти части отложены на оси абсциссъ въ видѣ прямой 1"—7", которая поэтому и представляетъ собою время, равное 0,025 секундамъ. Кривая подъема клапана представлена затѣмъ въ функціи времени. Пояснимъ, какъ это сдѣлано. Возьмемъ, положимъ, точку (3), лежащую на дугѣ эксцентрика. Эта точка проектируется вертикально на кривую подъема клапана, на которой этимъ способомъ получается точка (3'). Эта послѣдняя проектируется горизонтально на соответствующую ординату (3"), и получается такимъ образомъ точка п, лежащая на кривой поднятія клапана, выраженной въ функціи времени. Точно такимъ же способомъ находятся и остальные точки, соответствующія точкамъ 1—7 и затѣмъ соединяются кривой apb , которая и является искомою.

Послѣ построения этой кривой приступаютъ къ вычерчиванію кривой скоростей, при чемъ поступаютъ согласно сдѣланному раньше указанію. Пояснимъ здѣсь на примѣрѣ, какъ это дѣлается. Положимъ, требуется найти скорость поднятія клапана, соответствующую точкѣ d , лежащей на кривой поднятія клапана, выраженной въ функціи времени. Черезъ взятую точку проводятъ касательную къ этой кривой и затѣмъ, выбравъ на оси абсциссъ на произвольномъ разстояніи отъ ординаты (1") точку P , проводятъ черезъ нее линію, параллельную только что проведенной касательной. Эта линія пересѣкаетъ ординату (1") въ точкѣ k . Послѣдняя



Черт. 50.

точка проектируется горизонтально на ординату (2"), проходящую черезъ взятую нами точку d . Полученный такимъ образомъ отрезокъ ординаты ki и представляетъ въ некоторомъ масштабѣ искомую скорость. Найдя этимъ способомъ достаточное число точекъ, соединяютъ ихъ кривой aes , которая и является въ данномъ случаѣ кривой скоростей.

Послѣ этого остается только опредѣлить масштабъ, въ которомъ ординаты послѣдней кривой представляютъ соответствующія скорости.

Замѣтимъ, что приведенный чертежъ въ оригиналь выполненъ въ масштабѣ 2 : 1, такъ что пути, проходимые клапаномъ, нанесены здѣсь въ двойную величину. Обозначая дѣйствительный путь клапана черезъ s , будемъ имѣть на чертежѣ $2s$. Скорости, которыя являются первыми производными пути по времени, могутъ быть, примѣнительно къ чертежу, аналитически представлены въ видѣ

$$2 \frac{ds}{dt}$$

Далѣе, изъ прямоугольнаго треугольника Pka находимъ:

$$v = ak = mtg\alpha.$$

Но такъ какъ $tg\alpha = 2 \frac{ds}{dt}$, то имѣемъ

$$v = mtg\alpha = m \cdot 2 \frac{ds}{dt}.$$

Величина m , какъ видно изъ чертежа, равна 0,015 сек. Принимая во вниманіе это значеніе m , получимъ окончательно

$$v = \frac{15 \cdot 2}{1000} \frac{ds}{dt} = \frac{3}{100} \frac{ds}{dt}$$

т. е. ординаты нашего чертежа равны $\frac{3}{100}$ соответствующихъ скоростей. Следовательно, ордината въ 1 мм представляетъ скорость, равную 0,033 м/сек. Наибольшая ордината кривой скоростей на нашемъ чертежѣ равна 25 мм, а потому наибольшая скорость достигаетъ

$$0,033 \cdot 25 = 0,825 \text{ м/сек.}$$

Подобнымъ же образомъ находится кривая ускореній. Положимъ, требуется найти ускореніе, соответствующее точкѣ k^1 , лежащей на кривой скоростей. Черезъ упомянутую точку проводимъ касательную къ этой кривой и выбираемъ на оси абсцисъ въ произвольномъ разстояніи отъ точки a новую точку P' ; черезъ эту последнюю проводимъ линію, параллельную только что названной касательной, до пересѣченія въ точкѣ p съ ординатой (1"). Точку p проектируемъ горизонтально на ординату (2"), проходящую черезъ взятую точку k' , и получаемъ такимъ образомъ точку p^1 , лежащую на искомой кривой. Найдя только что указаннымъ способомъ достаточное число точекъ, соединяютъ ихъ кривой, которая и дастъ кривую ускореній $figt$. Ординаты этой кривой въ нѣкоторомъ масштабѣ представляютъ соответствующія ускоренія. Самый масштаб можетъ быть найденъ слѣдующимъ образомъ. Мы уже знаемъ, что ординаты скоростей на чертежѣ равны $\frac{3}{100}$ дѣйствительныхъ скоростей. Такъ какъ ускореніе есть первая производная скорости по времени, то, примѣнительно къ чертежу, будемъ имѣть:

$$p_1 = \frac{3}{100} \frac{dv}{dt}$$

Изъ прямоугольнаго треугольника $P'pa$ находимъ

$$p = m^1 tg\beta.$$

Такъ какъ $tg\beta = \frac{3}{100} \frac{dv}{dt}$, то получаемъ

$$p = m^1 \frac{3}{100} \frac{dv}{dt}$$

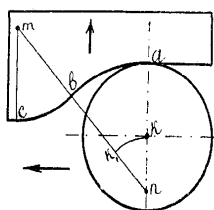
Величина m' , какъ видно изъ чертежа, принята у насъ равной 0,007 сек. Принимая во вниманіе это значеніе m' , можно окончательно записать, что

$$P = \frac{7}{1000} \cdot \frac{3}{100} \cdot \frac{dv}{dt} = \frac{21}{100000} \cdot \frac{dv}{dt}$$

т. е. ординаты выполненной кривой ускореній составляютъ $\frac{21}{100000}$ соответствующихъ дѣйствительныхъ ускореній. Следовательно, ордината въ 1 мм представляетъ ускореніе, равное 4,762 м/сек². Наибольшая отрицательная ордината кривой ускореній на нашемъ чертежѣ равна 18 мм, а потому наибольшее отрицательное ускореніе равно $-4,762 \cdot 18 = -85,716$ м/сек².

Опредѣленіе скоростей и ускореній только что описаннымъ способомъ ведетъ часто къ значительнымъ погрѣшностямъ, такъ какъ трудно правильно проводить касательныя къ кривой подъема клапана и къ кривой скоростей. Здѣсь мы укажемъ другой, болѣе тозный, методъ для опредѣленія интересующихъ насъ скоростей и ускореній.

При движеніи роликовой штанги, а вмѣстѣ съ тѣмъ и ролика въ сторону, указанную стрѣлкой (черт. 51), кривая набѣганія ролика будетъ



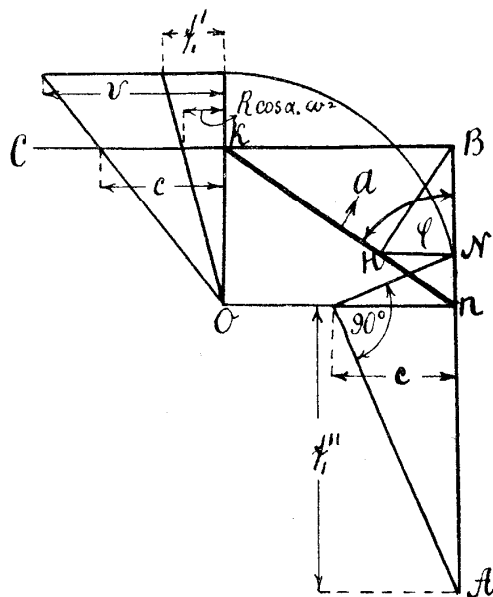
Черт. 51.

перемѣщаться вертикально, а съ нею будетъ подниматься и клапанъ, который, какъ мы видели раньше, связанъ съ этой кривой. Роликъ въ періодъ подъема и опусканія клапана все время находится въ соприкосновеніи съ кривой подъема клапана, при чемъ при подъемѣ клапана касаніе сначала происходитъ по дугѣ ab , а потомъ — по дугѣ bc . Во время указанного движенія центръ ролика перемѣщается горизонтально, центры же n и m дугъ ab и bc — вертикально. Пока касаніе происходитъ по дугѣ ab , разстояніе между центромъ ролика k и центромъ n кривой ab остается неизмѣннымъ и равнымъ kn , т. е. разности радиусовъ взятой дуги и ролика; во время же касанія ролика съ дугою bc разстояніе между центромъ ролика и центромъ m послѣдней дуги остается равнымъ k_m , т. е. суммѣ радиусовъ кривой bc и ролика. Въ первомъ случаѣ происходитъ внутреннее касаніе, во второмъ случаѣ — внешнее.

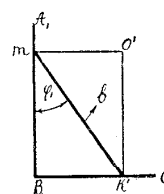
Взаимное движеніе центра ролика (а вмѣстѣ съ тѣмъ и роликовой штанги) и центровъ кривыхъ набѣганія ролика (а вмѣстѣ съ тѣмъ и самаго клапана) можетъ быть наглядно представлено слѣдующимъ образомъ. Вообразимъ прямой уголъ ABC (черт. 52) и представимъ себѣ, что центръ ролика перемѣщается по горизонтальной сторонѣ BC , а центръ n кривой ab по сторонѣ AB , при чемъ разстояніе между указанными центрами, какъ было замѣчено раньше, равно постоянной величинѣ kn . Въ началѣ подъема клапана прямая kn совпадаетъ со стороной AB и $\varphi = 0$, такъ какъ центры ролика и кривой bc въ это время лежатъ на одной вертикали. Въ каждый моментъ движенія прямой kn можно разсматривать вращающимся около некотораго мгновеннаго центра O .

Этот последний найдется, как точка пересечения перпендикуляров, проведенных к прямым АВ и ВС через точки k и n. Скорости движения точек k и n (а вместе с тем роликовой штанги и подъема клапана) в каждый взятый момент будут относиться, как $ok : on$. Если мы будем знать скорость движения роликовой штанги, то на основании нахождения по трем величинам четвертой пропорциональной легко найти и скорость подъема клапана.

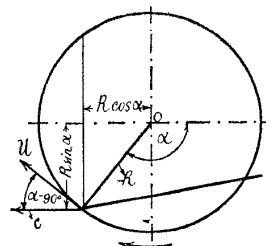
При дальнейшем движении ролик приходит в соприкосновение с кривой bc. Подобно предыдущему, взаимное движение роликовой штанги и клапана может быть представлено, как показано на черт. 53, где mk_1 представляет расстояние центров ролика и кривой bc, при этом центр ролика движется по горизонтальной стороне B_1C_1 , центр m



Черт. 52.



Черт. 53.



Черт. 54.

кривой bc по вертикальной прямой B_1A_1 . Здесь так же, как и раньше, движение прямой $mk_1 = b$ в каждый момент можно рассматривать, как вращающееся около некоторого мгновенного центра O_1 , который найдется, если из точек m и k_1 возставить перпендикуляры к соответствующим сторонам взятого прямого угла. Скорости точек k_1 и m (штанги и подъема клапана) в каждый данный момент будут относиться, как $k_1O_1 : mO_1$. Если будет известна скорость движения роликовой штанги, то на основании высказанных раньше соображений легко может быть найдена и скорость подъема клапана.

Таким образом, для определения скорости подъема клапана необходимо знать скорость движения роликовой штанги. Покажем здесь,

какъ найти эту послѣднюю. Положимъ, что результирующій эксцентрикъ, приводящій въ движеніе роликовую штангу, равенъ R . Для простоты разсужденій допустимъ, что эксцентриковая штанга имѣетъ безконечную длину; тогда скорость роликовой штанги, а также и роликъ будетъ равна горизонтальной скорости точки A эксцентрика R (Черт. 54). Если окружную скорость точки A , которая при n оборотахъ въ секунду равна $2\pi Rn$, обозначимъ черезъ U , то горизонтальная скорость с той же точки, какъ ясно изъ чертежа, будетъ

$$c = U \sin \alpha$$

Если $\alpha = 90^\circ$, то $c = U$, т. е. горизонтальная скорость точки A (а вмѣстѣ съ тѣмъ и скорость роликовой штанги) равна въ этомъ случаѣ окружной скорости. Если для окружной скорости, которую безъ большой погрѣшности для одного оборота машины можно считать постоянной, выберемъ такой масштабъ, что она изобразится длиной эксцентрика, то, какъ показываетъ предыдущая формула, скорость движенія роликовой штанги въ каждый моментъ будетъ равна перпендикуляру, опущенному изъ точки A на горизонтальный діаметръ, иначе говоря, искомыя скорости графически могутъ быть представлены полуокружностью эксцентрика. Такимъ образомъ, для каждаго положенія эксцентрика, а слѣдовательно и ролика, можетъ быть легко найдена скорость роликовой штанги. Зная же эту послѣднюю, можно построить на основаніи сказаннаго раньше и скорость подъема клапана. Соответствующее построеніе показано на чертежѣ 52, гдѣ c — скорость движенія роликовой штанги и v — скорость подъема клапана.

Для опредѣленія ускореній подъема клапана поступимъ слѣдующимъ образомъ. Мы уже нашли, что скорость роликовой штанги опредѣляется по формулѣ $c = U \sin \alpha$. Та же скорость въ періодъ подъема клапана посредствомъ кривой ab (черт. 51) можетъ быть найдена нѣсколько иначе. Путь, пройденный роликовой штангой отъ начала подъема клапана, опредѣляется, согласно чертежу 52, формулой $s = a \sin \varphi$, отсюда скорость

штанги $c = \frac{ds}{dt} = a \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt}$. Приравнивая теперь одно другому два выраженія одной и той же скорости роликовой штанги, получимъ: $U \sin \alpha = a \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt}$, откуда $\frac{d\varphi}{dt} = \frac{U \sin \alpha}{a \cos \varphi}$. Изъ черт. 52 видно, что подъемъ клапана, производимый кривой ab , можетъ быть опредѣленъ по формулѣ $s' = a - a \cos \varphi$. Скорость подъема клапана $v = \frac{ds'}{dt} = a \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = a \sin \varphi \cdot \frac{U \sin \alpha}{a \cos \varphi} = U \sin \alpha \operatorname{tg} \varphi$. Ускореніе подъема

клапана $f_1 = \frac{dv}{dt} = U \left(\cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} \operatorname{tg} \varphi + \frac{\sin \alpha}{\cos^2 \varphi} \frac{d\varphi}{dt} \right) = U \left(\cos \alpha \frac{d\alpha}{dt} \operatorname{tg} \varphi + \frac{U \sin \alpha^2}{a \cos^3 \varphi} \right)$.

Входящее сюда выраженіе $\frac{d\alpha}{dt}$ представляетъ угловую скорость эксцентрика, которая, какъ извѣстно, равна окружной скорости, дѣленной на эксцентрикъ, т. е. $\frac{d\alpha}{dt} = \frac{U}{R}$. Подставляя эту величину въ предыдущую формулу,

получимъ: $f_1 = \frac{U^2}{R} \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi + \frac{U^2 \sin^2 \alpha}{a \cos^3 \varphi} = R \cos \alpha \cdot \omega^2 \cdot \operatorname{tg} \varphi + \frac{c^2}{a \cos^3 \varphi} = f_1' + f_1''$.

Такъ выражается ускореніе подъема клапана, производимаго кривой ab. Какъ видно, оно складывается изъ ординатъ двухъ кривыхъ. Выраженіе $R \cos \alpha \cdot \omega^2 \cdot \operatorname{tg} \varphi$ построено на черт. 52 при пользованіи черт. 54, откуда берется $R \cos \alpha$. Такъ какъ уголь α при подъемъ клапана лежитъ въ предѣлахъ 90° и 180° и при опусканіи — въ предѣлахъ 180° и 270° , то ускореніе, выражаемое этой частью формулы, является отрицательнымъ и потому откладывается внизъ (черт. 55). Для подъема клапана оно является замедленіемъ. Другая часть выраженія найденной скорости $\left(\frac{c^2}{a \cos^3 \varphi}\right)$ можетъ быть построена слѣдующимъ образомъ (черт. 52):

$V_n = a \cos \varphi$; $H_n = a \cos^2 \varphi$; $N_n = a \cos^3 \varphi$. Слѣдовательно $f_1'' = \frac{c^2}{N_n}$ или $\frac{f_1''}{c} = \frac{c}{N_n}$, т. е. скорость движенія штанги есть средняя пропорціональная между искомымъ ускореніемъ и найденнымъ отрезкомъ N_n . Построеніе f_1'' показано на черт. 52 внизу.

Перейдемъ теперь къ тому случаю, когда роликъ касается кривой bc. За начальный моментъ примемъ касаніе ролика въ точкѣ c. Въ это время уголь φ_1 (черт. 53) равенъ 0. Если, начиная съ этого момента, роликовая штанга будетъ двигаться вправо, то клапанъ будетъ опускаться. Путь, пройденный штангой, опредѣлится по формулѣ $s_1 = -b \sin \varphi_1$. Здѣсь взять знакъ минусъ, такъ какъ въ последнемъ случаѣ движеніе штанги противоположно прежнему, принятому за положительное. Скорость штанги $v_1 = \frac{ds_1}{dt} = -b \cos \varphi_1 \frac{d\varphi_1}{dt}$. Приравнивая эту скорость общему выраженію скорости движенія штанги, найденному раньше, получимъ:

$$U \sin \alpha = -b \cos \varphi_1 \frac{d\varphi_1}{dt}, \text{ откуда } \frac{d\varphi_1}{dt} = -\frac{U \sin \alpha}{b \cos \varphi_1}.$$

Величина опусканія клапана найдется, согласно черт. 52, по формулѣ:

$$s'' = -b (b - b \cos \varphi_1).$$

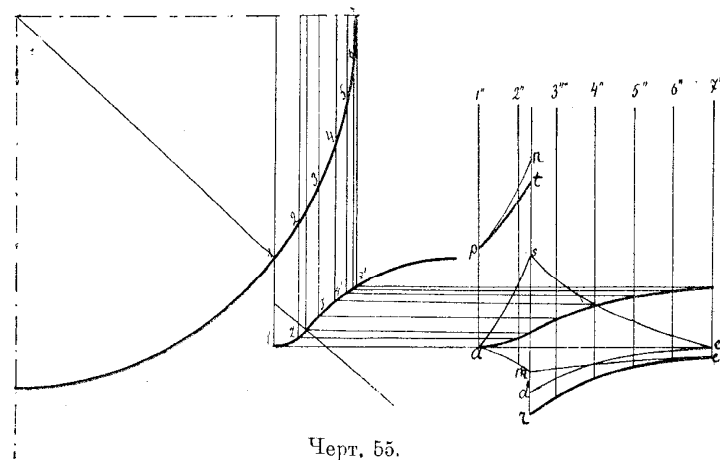
Скорость опусканія клапана $v_2 = \frac{ds''}{dt} = -b \sin \varphi_1 \frac{d\varphi_1}{dt} = U \sin \alpha \operatorname{tg} \varphi_1$.

Ускореніе опусканія клапана $f_2 = \frac{dv_2}{dt} = \frac{U^2}{R} \cos \alpha \operatorname{tg} \varphi_1 - \frac{U^2 \sin^2 \alpha}{b \cos^3 \varphi_1} = R \cos \alpha \omega^2 \operatorname{tg} \varphi_1 - \frac{c^2}{b \cos^3 \varphi_1}$. Это выраженіе ускоренія подобно тому, какое мы уже имѣли раньше, и можетъ быть построено такимъ же образомъ.

Замѣтимъ и здѣсь, что уголь α при подъемъ и опусканіи клапана лежитъ въ тѣхъ же предѣлахъ, которые были указаны раньше; поэтому ускореніе, выражаемое первой частью формулы, должно откладываться внизъ (черт. 55), хотя предъ нимъ и не стоитъ знака минуса, такъ какъ $\cos \alpha$ является отрицательнымъ. Что касается ускоренія, выраженного второй частью, то оно также должно откладываться внизъ, такъ какъ предъ нимъ стоитъ знакъ минусъ.

Напомнимъ, что кривыя скоростей и ускореній для подъема клапана и опусканія, какъ не трудно понять, получатся однѣ и тѣ же.

На чертежѣ 55 представлены кривыя скоростей и ускореній, построенныя по указанному здѣсь способу для парораспредѣленія, спроектированнаго мною подъ руководствомъ проф. Stumpf'a. При движеніи ролика по кривой ab (черт. 51) ускореніе, какъ мы видѣли, выражается формулой $R \cos \alpha \omega^2 \operatorname{tg} \varphi + \frac{c^2}{a \cos^3 \varphi}$. Первая часть этого выраженія даетъ отрицательныя ускоренія и представлена кривой am, вторая часть представлена кривой pn. Результирующее ускореніе даетъ кривая pt.



Черт. 55.

Далѣе при движеніи ролика по кривой bc (черт. 51) ускореніе выражается формулой $R \cos \alpha \omega^2 \operatorname{tg} \varphi_1 - \frac{c^2}{b \cos^3 \varphi_1}$. Соответственно двумъ частямъ этой формулы построены здѣсь двѣ кривыя mc и de. Результирующее ускореніе представлено кривой ge.

Кривая ase является кривой скоростей.

Расчетъ пружины клапана.

При расчетѣ пружины клапана нужно знать, какія силы на него дѣйствуютъ. Необходимо, чтобы равнодѣйствующая всѣхъ этихъ силъ, включая сюда и силу пружины, стремилась закрывать клапанъ при всѣхъ его положеніяхъ во время подъема и опусканія. Если это не будетъ соблюдено, то можетъ произойти отдѣленіе ролика отъ кривой набѣганія ролика. При дальнѣйшемъ движеніи кривая набѣганія ролика и этотъ послѣдній опять встрѣтятся, при чемъ неминуемо произойдетъ ударъ. Само собою понятно, что подобныя удары разстраиваютъ правильность парораспредѣленія и способствуютъ скорѣйшему изнашиванію его частей. Съ другой стороны для полученія болѣе легкаго хода парораспредѣлительнаго механизма и уменьшенія напряженія и тренія между отдѣльными его частями было бы неправильнымъ допустить, чтобы упомянутая выше

равнодействующая, стремящаяся закрывать клапанъ, была слишкомъ велика. Достаточно, если она въ действительности никогда не бываетъ меньше нуля.

Силы, дѣйствующія на клапанъ, слѣдующія:

1) Въсь клапана и связанныхъ съ нимъ частей, поднимающихся при подниманіи клапана и опускающихся при его опусканіи. Примемъ въсь этихъ частей равнымъ 5,4 kgr. Сила эта всегда дѣйствуетъ на закрытіе клапана.

2) Давленіе пара на шпindelъ клапана. Если діаметръ клапаннаго шпинделя $d = 2$ см. и абсолютное давленіе пара въ клапанной коробкѣ $= 13$ атм., то сила эта равна

$$\frac{\pi d^2}{4} (13 - 1) \cong 38 \text{ kgr.}$$

Направленіе ее таково, что она всегда дѣйствуетъ на открытіе клапана.

3) Трѣніе клапаннаго шпинделя въ направляющей. Величина этой силы можетъ быть опредѣлена по формуль Trinks'a (Z. d. V. d. J. 1898, S. 1162)

$$w = \frac{1}{20} \pi d h (p_a - 1),$$

гдѣ d — діаметръ шпинделя, h — высота его въ направляющей (въ см.), p_a — абсолютное давленіе въ клапанной коробкѣ. Принимая $h = 15$ см., $d = 2$ см. и $p_a = 13$ атм., получимъ:

$$w = \frac{1}{20} \pi d h (p_a - 1) \cong 56 \text{ kgr.}$$

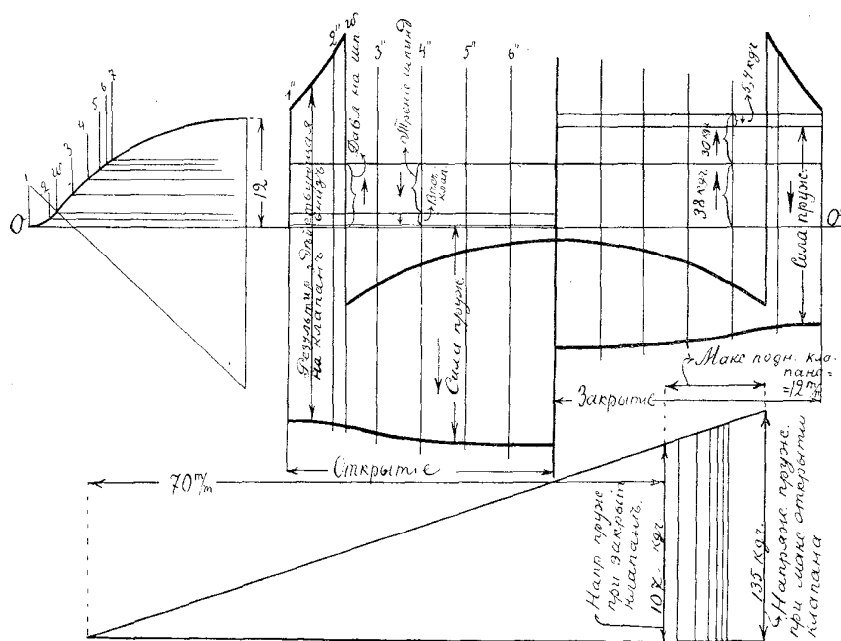
Сила эта при всѣхъ прочихъ равныхъ условіяхъ зависитъ отъ смазки и отъ того, съ какой силой при сборкѣ шпindelъ вгоняется въ свою направляющую. Въ виду хорошей смазки шпинделя при парораспредѣленіи Stumpf'a силу эту можно нѣсколько уменьшить. Возьмемъ ее равной 30 kgr. направленіе этой силы всегда противоположно движенію клапана: при поднятій клапана она дѣйствуетъ на его закрытіе, при опусканіи — на открытіе.

4) Давленія ускореній поднимающихся и опускающихся массъ. Величина ихъ можетъ быть опредѣлена на основаніи діаграммы ускореній. Въсь этихъ частей мы взяли равнымъ 5,4 kgr, слѣдовательно, масса ихъ $= \frac{5,4}{9,81} = 0,550$. Мы уже раньше видѣли, что 1 mm ординаты приведенной выше діаграммы ускореній $= 4,762 \text{ m/сек}^2$, а потому, принимая ту же діаграмму для силъ ускореній, найдемъ, что 1 mm ординаты $= 4,762 \cdot 0,550 = 2,6 \text{ kgr}$. Въ первой части подъема клапана эти силы дѣйствуютъ на его закрытіе, во второй на открытіе.

5) Давленіе, съ которымъ паръ нагружаетъ клапанъ въ моментъ начала открытія этого послѣдняго, а также сила, съ которой устремляющийся въ цилиндръ паръ старается какъ бы присосать клапанъ къ седлу. Въ случаѣ хорошо разгруженнаго клапана силы эти невелики, а потому не будемъ принимать ихъ въ расчетъ.

6) Сила пружины, которая всегда дѣйствуетъ на закрытіе клапана.

На чертежъ 56 всѣ перечисленныя силы отложены въ видѣ ординатъ относительно линіи 00', при чемъ ординаты, заключенныя между кривой силъ ускореній и кривой напряженій пружины, представляютъ, какъ легко понять, результирующія силы, дѣйствующія на закрытіе клапана. Силы эти ни при какомъ положеніи клапана не должны равняться нулю. Для большей увѣренности въ томъ, что роликъ не отстанетъ отъ кривой набѣганія ролика, нужно, чтобы наименьшее значеніе этой силы превосходило на нѣкоторую величину нулевое значеніе. На томъ же чертежѣ показана діаграмма соответствующей пружины. Напряженіе пружины



Черт. 56.

при максимальномъ подъемѣ клапана (12 mm) равно 135 kg, при закрытомъ клапанѣ напряженіе ея равно 107 kg. Наименьшее сжатіе пружины (при закрытомъ клапанѣ) равно 70 mm, наибольшее (при полномъ открытіи клапана) равно 82 mm. Этихъ данныхъ, взятыхъ изъ діаграммы пружины, достаточно, чтобы по общимъ формуламъ рассчитать самую пружину.

На скоромъ паровозѣ Прусскихъ желѣзныхъ дорогъ поставлена пружина, которая характеризуется слѣдующими величинами: 1) толщина пружинной проволоки = 8,5 mm; 2) число витковъ = 19; 3) діаметръ пружины = 60 mm; 4) длина пружины въ свободномъ состояніи = 312 mm; 5) длина пружины при закрытомъ клапанѣ = 230 mm; 6) напряженіе $k_d = 2400 \text{ kg/cm}^2$ при закрытомъ клапанѣ и $k_d = 2800 \text{ kg/cm}^2$ при наи-

большемъ подъемъ, который = 12,5 mm и 7) сила пружины при закрытомъ клапанъ = 108 kgr.

Замѣтимъ, что исполнѣть точный расчетъ пружины невозможенъ, такъ какъ нельзя точно опредѣлить всѣ силы, дѣйствующія на клапанъ. Поэтому почти всегда устраиваютъ такъ, что напряженіе ее можно нѣсколько регулировать.

Прямоточная паровозная машина съ золотниковымъ парораспредѣленіемъ.

Въ началъ этой работы я уже упоминалъ, что въ послѣднее время Gleichstrom - Dampfmaschine для паровозовъ строится не только съ клапанами, но и съ золотниками. Мы имѣемъ уже подобныя машины для паровозовъ какъ съ плоскими, такъ и съ круглыми золотниками. Съ послѣдними въ этомъ году спроектирована одна машина для паровозовъ Венгерскихъ желѣзныхъ дорогъ. Та же машина поставлена на трехъ паровозахъ въ Англіи. Какъ на особенность ея, слѣдуетъ упомянуть на соединеніе въ ней принципа Gleichstrom - Dampfmaschine съ принципомъ Wechselstrom - Dampfmaschine. Къ подобнаго рода соединенію проф. J. Stumpf прибѣгъ, чтобы обезпечить троганіе паровоза съ мѣста и ѣзду на болѣе или менѣе значительныхъ подъемахъ, когда отъ паровоза требуется наибольшая работа. Было рѣшено уничтожить приспособленіе для уменьшенія давленія при сжатіи и устроить перекрыши и окна золотниковъ такимъ образомъ, чтобы эти послѣдніе не открывались для выпуска пара, если только паровозъ работаетъ при наполненіи, не превышающемъ 28% хода поршня; если же наполненіе превышаетъ это послѣднее, то окна золотниковъ открываются для выпуска пара. Въ этомъ случаѣ послѣ того, какъ выпускныя отверстія посрединѣ цилиндра закрываются поршнемъ для выпуска пара, этотъ послѣдній можетъ нѣкоторое время выходить черезъ окна золотниковъ. Изъ золотниковой коробки онъ отводится по трубѣ въ пароотводный каналъ, окружающій цилиндръ, а оттуда въ пароотводную трубу. Такимъ образомъ, въ данной машинѣ для наполненій, при которыхъ паровозу приходится главнымъ образомъ работать, сохраненъ чистый принципъ Gleichstrom - Dampfmaschine; для рѣдкихъ случаевъ, когда приходится работать при большихъ наполненіяхъ, когда отъ паровоза требуется наибольшая работа, къ принципу Gleichstrom - Dampfmaschine присоединенъ принципъ Wechselstrom - Dampfmaschine, что даетъ возможность уменьшить сжатіе, а вмѣстѣ съ тѣмъ и давленіе при сжатіи, что въ свою очередь имѣетъ слѣдствіемъ увеличеніе площади индикаторной діаграммы и мощности паровоза.

Въ приведенной здѣсь таблицѣ показаны величины сжатія и конечнаго давленія при сжатіи въ случаѣ различныхъ наполненій разсматриваемой машины, которая спроектирована для давленія пара въ котлѣ въ 16 атмосферъ.

Въ настоящее время проф. J. Stumpf склоненъ однако и при золотниковомъ парораспределеніи примѣнять чистый принципъ Gleichstrom-

Наполненіе въ %	Сжатіе въ %	Давленіе въ концѣ сжатія атм.
10	90,75	13,7
20	90,75	13,7
30	84,5	12,6
40	72	10,6
50	59	8,6
60	48	7,1
75	28	4,5

Dampfmaschin'ы, сохраняя, какъ и въ клапанной машинѣ, особое приспособленіе для уменьшенія давленія при сжатіи.

Испытанія надъ паровозами съ Gleichstrom-Dampfmaschin'ой.

Въ настоящее время мы уже имѣемъ результаты опытовъ надъ паровозами, работающими Gleichstrom - Dampfmaschin'ой (Organ 1910, стр. 356. Die Lokomotive, стр. 106). Въ 1909 году въ февраль мѣсяцъ были произведены опытные поѣздки на участкѣ Grunewald-Belzig, при чемъ въ испытаніяхъ находился первый паровозъ Прусскихъ жел. дорогъ съ Gleichstrom - Dampfmaschin'ой типа 0—4—0, а также паровозъ того же типа съ обыкновенной машиной. Первый изъ нихъ былъ, кроме того, снабженъ перегрѣвателемъ Шмидта, второй работалъ насыщеннымъ паромъ. Въ результатъ опытовъ оказалось, что паровозъ, работавшій простой машиной, израсходовалъ на 33,3% больше угля и на 58,1% больше воды. Приведенныя цифры не даютъ однако возможности сдѣлать заключеніе объ экономичной работѣ паровоза съ Gleichstrom - Dampfmaschin'ой, такъ какъ тотъ же паровозъ имѣлъ и перегрѣватель, и потому трудно сказать, какая часть экономіи относится къ перегрѣвателю и какая къ принципу Gleichstrom - Dampfmaschin'ы.

Дальнѣйшія испытанія производились лѣтомъ 1909 года на участкѣ Mannheim-Napaу-Elm. Въ теченіе двухъ мѣсяцевъ находились въ работѣ при возможно одинаковыхъ условіяхъ слѣдующіе паровозы:

- 1) два паровоза типа 0—4—0 съ Gleichstrom - Dampfmaschin'ой и перегрѣвателемъ Шмидта;
- 2) два паровоза типа 0—4—0 съ перегрѣвателемъ Шмидта и обыкновенной машиной съ круглыми золотниками безъ пружинящихъ колецъ;
- 3) два паровоза типа 0—4—0 съ перегрѣвателемъ Шмидта и клапаннымъ парораспределеніемъ Ленца;
- 4) два компаундъ-паровоза, работающіе насыщеннымъ паромъ, съ плоскими золотниками.

Результаты опытовъ приведены въ помѣщаемой здѣсь таблицѣ.

Типъ паровоза	№	Расходъ угля въ кгг на 1000 тkm		Расходъ воды въ литр. на 1000 тkm		Испарительность
			Въ среднемъ		Въ среднемъ	
Паровозы 0—4—0 съ машиной Stumpf'a	4825	17,10	17,285	163,29	167,895	9,55
	4826	17,47		172,50		9,87
Паровозы 0—4—0 съ поршневыми золотниками	4835	20,57	20,57	188,36	185,585	9,15
	4836	20,57		182,81		8,90
Паровозы 0—4—0 съ парораспределеніемъ Ленца	4821	21,93	22,215	180,61	181,085	8,23
	4820	22,50		181,56		8,07
Компаундъ-паровозы съ плоск. золотниками	4707	19,95	19,59	193,82	199,66	9,71
	4708	19,23		205,50		10,67

Къ указаннымъ здѣсь цифрамъ нужно, конечно, относиться съ нѣкоторою осторожностью. Опыты эти не могутъ служить послѣднимъ словомъ въ оцѣнкѣ преимуществъ того или другого типа паровозовъ, такъ какъ самые опыты надъ паровозами подвержены множеству случайныхъ обстоятельствъ, вліяющихъ въ ту или другую сторону на конечный выводъ. Замѣтимъ напр., что по указаннымъ здѣсь результатамъ паровозы съ парораспределеніемъ Ленца оказались хуже такихъ же паровозовъ съ парораспределеніемъ круглыми золотниками. Между тѣмъ были опыты, которые показали какъ разъ обратное.



Оглавление.

	Стр.
1. Общія свѣдѣнія о паровой Gleichstrom - Dampf- maschin'ѣ	5
2. Діаметръ цилиндровъ	15
3. Вредное пространство	22
4. Давленіе пара, примѣняемое въ паровозахъ	28
5. Построеніе индикаторной діаграммы	29
6. Длина цилиндровъ	34
7. Поршень	35
8. Смазка цилиндровъ	41
9. Уменьшитель давленія при сжатіи	42
10. Отверстія въ цилиндрѣ для выпуска отработавшаго пара	44
11. Пароотводная труба	50
12. Кольцеобразный пароотводный каналъ посрединѣ цилиндра	53
13. Приспособленіе для выравниванія давленія по объѣмъ сторонамъ поршня	54
14. Клапанъ	56
15. Кривая подъема клапана	67
16. Опредѣленіе скоростей и ускореній подъема клапана	79
17. Расчетъ пружины клапана	88
18. Прямоточная паровозная машина съ золотнико- вымъ парораспредѣленіемъ	91
19. Испытанія надъ паровозами съ Gleichstrom-Dampf- maschin'ой	92