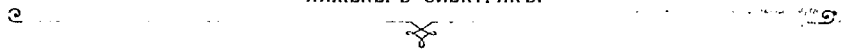


В. В. Дмитриевъ,

Адъюнктъ Электротехническаго Института Имп. Александра III,  
ИНЖЕНЕРЪ-ЭЛЕКТРИКЪ.



# ТЕХНИЧЕСКІЙ КОНТРОЛЬ

РАБОТЫ МАШИНЪ

НА

ЦЕНТРАЛЬНЫХЪ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХЪ СТАНЦІЯХЪ.

---

Принято, какъ руководство по испытаніямъ паровыхъ котловъ,  
паровыхъ машинъ, Дизель-моторовъ и газогенераторныхъ  
двигателей для студентовъ Электротехнич. Института  
при инженерныхъ занятіяхъ на Генераторной  
Электрической станціи Института.

ВЫПУСКЪ ТРЕТІЙ.

Испытанія Дизель-моторовъ.



С.-ПЕТЕРБУРГЪ.

1910.



## ВВЕДЕНИЕ.

---

Въ настоящее время Дизель-моторныя электрическія станціи не представляютъ уже рѣдкости въ Россіи и вообще странахъ, богатыхъ недорогими сортами жидкаго горючаго, какъ, напримѣръ, сырой нефтью.

Укажемъ на двѣ типичныя центральныя станціи: — трамвайную въ гор. Кіевѣ на 2400 дѣйств. лош. силъ, и освѣтительную въ гор. Херсонѣ на 800 дѣйств. лош. силъ, помимо массы мелкихъ блокъ-станцій или станцій смѣшаннаго типа <sup>1)</sup>, гдѣ Дизель-моторъ несетъ на себѣ выработку главной части годовой электрической энергіи. Прибавляя сюда непрерывный ростъ примѣненія Дизель-моторовъ въ фабрично-заводской промышленности, какъ для обыкновенной механической, такъ и для электрической передачи энергіи, получимъ общее понятіе о томъ положеніи, которое завоевано Дизель-моторомъ за сравнительно короткій промежутокъ времени десяти—двѣнадцати лѣтъ.

Предполагая достаточное знакомство съ устройствомъ Дизель-мотора у читателей этого руководства, послѣднее будетъ преслѣдовать чисто практическія цѣли дать въ сжатомъ и удобопонятномъ изложеніи общія основанія для производства текущихъ и періодическихъ испытаній этого типа машинъ-двигателей, необходимость которыхъ, какъ это уже указывалось въ вып. I-мъ „Испытанія паровыхъ котловъ“ <sup>2)</sup>, настоятельно ощущается инженерами, вѣдающими эксплуатаціей станцій съ двигателями Дизеля.

---

<sup>1)</sup> Центр. электр. станціи вып. 1 и 2 1909 г. В. В. Дмитріева.

<sup>2)</sup> Технический контроль. „Испытанія паровыхъ котловъ“ вып. 1 1909 г. В. В. Дмитріева.

Считаемъ долгомъ повторить здѣсь, что въ задачи этого руководства не будутъ входить такого рода спеціальныя испытанія Дизель-моторовъ, которыя преслѣдовали бы цѣли улучшенія его конструкціи, т.-е. носили бы лабораторно-заводскій характеръ; это руководство ставить основной своей задачей изученіе способовъ опредѣленія правильности сборки изготовленныхъ двигателей, сборки послѣ ремонтовъ, опредѣленіе неправильно-стей работы основныхъ органовъ машины и текущее наблюденіе за работой эксплуатируемаго двигателя.

Тѣмъ не менѣе, въ виду сравнительной новизны предмета, въ нѣкоторыхъ случаяхъ намъ придется выходить нѣсколько изъ поставленныхъ рамокъ, съ цѣлью лучшаго освѣщенія методовъ испытаній.

В. В. Дмитріевъ.

Спб. 1910 г.

---

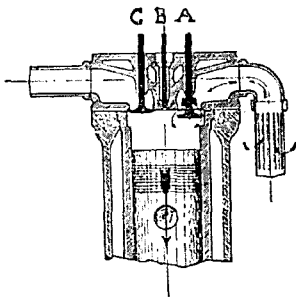
## Выпускъ III-ий.

### Дизель-моторъ и общая схема его работы.

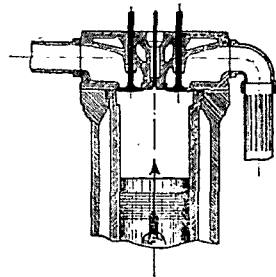
§ 1. Принадлежитъ къ категоріи двигателей внутреннего сгорания, соединяющихъ функціи парового котла и паровой машины, Дизель-моторъ является приборомъ, преобразующимъ химическую потенциальную энергію горючаго непосредственно въ энергію механическую, съ извѣстной послѣдовательностью составныхъ частей всего процесса этого преобразованія.

Представимъ себѣ самую существенную часть Дизель-мотора — его цилиндръ съ тремя клапанами: воздушнымъ, нефтянымъ и отходящихъ газовъ, или выхлопнымъ, сидящихъ въ гнѣздахъ верхней крышки цилиндра, внутри котораго ходитъ поршень машины; поршень соединенъ мотылемъ съ кривошипомъ колѣнчатого главнаго вала, а открытіе клапановъ совершается принудительно отъ распредѣлительнаго вала съ кулачковыми шайбами, дѣлающаго въ два раза меньше оборотовъ, чѣмъ главный валъ.

Какъ извѣстно, работа такого одноцилиндроваго, четырехтактнаго двигателя происходитъ въ слѣдующей послѣдовательности (черт. 1):



Черт. 1.



Черт. 2.

Первый тактъ: поршень идетъ внизъ отъ своей верхней мертвой точки; клапанъ *A* принудительно открывається на весь ходъ поршня отъ верхней до нижней мертвой точки. Вслѣдствіе разрѣженія надъ поршнемъ въ цилиндръ всасывается атмосферный, пропущенный черезъ фильтр-сѣтку, воздухъ въ количествѣ почти <sup>1)</sup> равномъ объему цилиндра; клапаны *B* и *C* закрыты.

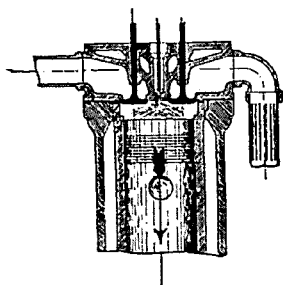
<sup>1)</sup> См. далѣе § 11.

Второй тактъ:

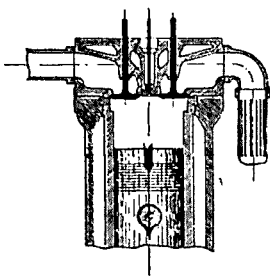
(черт. 2); поршень идетъ вверхъ отъ своей нижней мертвой точки, сжимая засосанный воздухъ до давленій 30—35 метр. атмосферъ и до температуры значительно выше температуры воспламененія сырой нефти. Клапаны *A*, *B* и *C* закрыты.

Третій тактъ:

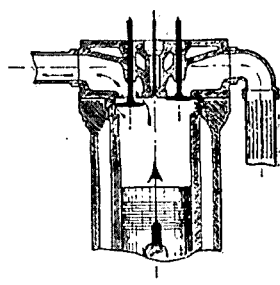
(черт. 3 и 4); поршень переходитъ верхнюю мертвую точку и начинаетъ опускаться внизъ; въ началѣ этого такъ наз. «рабочаго» хода, принудительно пріоткрывается нефтяной клапанъ *B* и нефть, заполняющая кольцевое цилиндрическое пространство между нефтяной пглой и тѣломъ крышки, подъ давленіемъ сжатого особымъ компрессоромъ до давленій 40—60 атмо-



Черт. 3.



Черт. 4.



Черт. 5.

сферъ воздуха, быстро пульверизируется въ пространство горѣнія надъ поршнемъ двигателя.

Попадая въ накалиный воздухъ, частицы нефти быстро, но не мгновенно, сгораютъ, образуя основные продукты горѣнія (углекислоту), выдѣляя значительное количество тепла, и продукты горѣнія получаютъ температуру значительно выше температуры сжатого воздуха.

Пульверизація нефти происходитъ на весьма малой части хода поршня; затѣмъ нефтяной клапанъ закрывается и газы продолжаютъ расширяться, производя механическую работу.

При этомъ температура газовъ падаетъ, а также и ихъ упругость; эта часть 3-го такта представлена на черт. 4.

Четвертый тактъ: поршень, вторично дойдя до своего нижняго положенія, начинаетъ четвертый ходъ вверхъ; въ этотъ моментъ, или немного раньше, клапанъ *C* принудительно открывается и позволяетъ поршню вытолкнуть продукты горѣнія въ атмосферу; клапаны *A* и *B* закрыты (черт 5).

Весь процессъ, такимъ образомъ, совершается за четыре хода или такта, т.-е. за два полныхъ оборота, почему двигатель и носитъ названіе четырехтактнаго; затѣмъ ясно, что рабочей стороной является верхняя часть цилиндра, слѣдовательно, двигатель односторонняго дѣйствія.

При нѣсколькихъ цилиндрахъ каждый работаетъ совершенно независимо отъ другого, но всѣ цилиндры связаны общимъ колѣнчатымъ валомъ, причемъ, напримѣръ, въ 2-хъ цилиндровомъ двигателѣ 1-й ходъ одного будетъ соответствовать 3-му ходу другого цилиндра, а колѣна ихъ будутъ расположены подъ угломъ равнымъ нулю или  $360^{\circ}$ .

Разсмотрѣніе общей схемы работы двигателя указываетъ на необходимость имѣть для пульверизаціи нефти особые компрессоры и резервуары воздуха, сжатого во всякомъ случаѣ до давленій выше 32—35 атмосферъ и охлажденнаго ниже температуры воспламененія нефти въ особыхъ холодильникахъ, во избѣжаніе преждевременной вспышки горючаго; затѣмъ подача нефти къ началу рабочаго хода двигателя должна также совершаться особымъ насосомъ не только подающимъ, но и регулирующимъ количества подаваемой нефти, сообразно нагрузкѣ двигателя въ данный моментъ времени, для чего нефтяной насосъ долженъ быть особымъ образомъ <sup>1)</sup> связанъ съ регуляторомъ числа оборотовъ.

Къ этому вопросу мы вернемся впоследствии. При адиабатическомъ сжатіи воздуха поршнемъ двигателя, а затѣмъ при быстромъ сгораніи нефти въ весьма короткій промежутокъ времени, тепловыя (энтронійныя) діаграммы <sup>2)</sup> показываютъ колоссальныя повышенія температуры продуктовъ горѣнія, правда, быстро понижающейся при расширеніи газовъ. Это обстоятельство принуждаетъ дѣлать искусственное охлажденіе стѣнокъ цилиндра, крышки, а иногда и клапановъ, холодной водою, для чего двигатели снабжаются водяными рубанками, понижающими температуру воздуха и газовъ, благодаря чему процессы сжатія и расширенія совершаются не адиабатически, т.-е. безъ отнятія и полученія извнѣ тепла, а политропически, и коэффициентъ полезнаго дѣйствія, конечно, значительно понижается.

Полагая, что описаніе общей схемы работы Дизель-мотора не требуетъ детальнаго изложенія конструкціи самого двигателя и его частей, мы перейдемъ къ выясненію самаго процесса, ознакомленіе съ которымъ необходимо въ цѣляхъ лучшаго пониманія методовъ испытаній двигателей.

**§ 2. Горючее.** Если извѣстно изъ химическаго анализа, что въ 1 klg. сырой фильтрованной нефти, наиболѣе употребительной въ качествѣ горючаго у насъ въ Россіи для Дизель-моторовъ, содержится

---

<sup>1)</sup> См. далѣе § 13.

<sup>2)</sup> Проф. Малѣевъ. Построеніе тепловыхъ діаграммъ дв. вн. сгоранія.

$C$  klg чистаго углерода,  
 $H$  » водорода,  
 $O_m$  » кислорода,  
 $N_m$  » азота,  
 $S$  » сѣры,  
 $W$  » гигроскопической воды,

то теплотворная способность нефти при полномъ ея сгораніи могла бы быть вычислена по одной изъ формулъ, уже упомянутыхъ нами въ вып. I «Испытанія паровыхъ котловъ», напริมѣръ, по формулѣ Дюлонга и Пти, или по формулѣ Общества Германскихъ Инженеровъ. Казалось бы, что такое вычисленіе было бы удобнѣе, такъ какъ знаніе химическаго состава нефти все равно намъ необходимо для опредѣленія потерь въ отходящихъ газахъ.

Примѣненіе «союзной формулы», однако, даетъ для нефти настолько неточные результаты, что уже Гюльднеръ совѣтуетъ примѣнять ее съ уменьшенными коэффициентами, именно:

$$K = 8080 \cdot C + 28800 \cdot \left( H - \frac{O_m}{8} \right) \dots \dots \dots (1)$$

Однако и эта формула не пригодна, какъ показываютъ непосредственныя калориметрическія испытанія жидкаго горючаго; она даетъ слинкомъ высокія цифры теплопроизводительности горючаго.

Очень возможно, что причина подобной невязки лежитъ въ неправильно подставляемой въ формулу (1) цифры теплопроизводительности чистаго водорода, принимаемой равной 28800 ед. тепла, если полученный продуктъ горѣнія водорода, т.-е.  $H^2O$ , не конденсируется въ воду; для твердыхъ сортовъ горючаго (каменныхъ углей) эта ошибка оказываетъ мало вліянія на результатъ примѣненія «союзной» формулы, такъ какъ количество водорода въ 1 klg угля въ среднемъ не превышаетъ 4—6%; для нефти содержаніе водорода колеблется въ предѣлахъ 12—14%, и вліяніе неправильности цифры 28800 уже оказывается довольно значительнымъ.

Менделѣевъ <sup>1)</sup> указываетъ, что водородъ, составляя часть горючаго въ жидкомъ или твердомъ видѣ, потерялъ уже свою упругость, а слѣдовательно, выдѣлилъ часть тепла, а потому его теплотворная способность должна быть ниже той, которую мы получаемъ, сжигая газообразный водородъ. Какъ извѣстно, теплота, получаемая при сгораніи 1 klg газообразнаго водорода въ воду при 0° принимается равной 34220 калорій. Менделѣевъ вычисляетъ это пониженіе въ 4500 ед. тепла, и если согласиться съ его

<sup>1)</sup> Менделѣевъ. Основы фабрично-заводской промышленности 1897 г.



предположеніями, то для вычисленія теплотворной способности нефти слѣдуетъ примѣнить формулу вида:

$$K = 8100 \cdot C + 29.720 \left( H - \frac{O_s}{8} \right),$$

гдѣ  $H_2O$ , образовавшаяся при горѣніи водорода, предположена уходящей въ видѣ жидкости, а не паровъ.

Такъ какъ гигроскопически примѣненной воды ( $W$ ) въ разнообразныхъ сортахъ нефти имѣются обыкновенно одни слѣды, то мы должны считаться лишь съ той водою, которая образовалась при сгораніи водорода; эта вода, конечно, во всякомъ случаѣ, не превращается въ жидкость, а находится въ видѣ паровъ.

По Клаузіусу скрытая теплота испаренія воды выражается формулой:

$$\lambda = 607,0 - 0,7 \cdot t,$$

гдѣ  $t$ —температура насыщеннаго пара при опредѣленномъ давленіи.

Прослѣдимъ картину участія образовавшихся паровъ, съ момента ввода нефти въ цилиндръ двигателя, до выхода ихъ вмѣстѣ съ остальными продуктами горѣнія: нефть при температурѣ машиннаго помѣщенія, т.-е. 20—30° С. пульверизируется въ цилиндръ и немедленно сгораетъ, повышая температуру продуктовъ горѣнія приблизительно до 1800° С. при давленіи 32—35 атмосферъ; пары воды при этомъ давленіи имѣли бы температуру около 240° С., если паръ былъ бы насыщеннымъ; но температура въ моментъ сгоранія повышается до 1800° С., слѣдовательно, пары немедленно перегрѣваются до 1800° С. и участвуютъ въ процессѣ расширенія, оставаясь все время перегрѣтыми до конца хода поршня; температура газовъ при выходѣ изъ цилиндра все-таки еще достаточно высока, колеблясь въ предѣлахъ 500—700° С.

Несомнѣнно, что перегрѣтые пары также отдають часть своего тепла на полезную, механическую работу, играя ту же роль, какъ и въ обыкновенной паровой машинѣ безъ конденсаціи, работающей перегрѣтымъ паромъ, и потому было бы правильнѣе принимать теплоту водяного пара, какъ полезную, а не вычитать ее изъ полной теплотворной способности нефти <sup>1)</sup>.

Тѣмъ не менѣе мнѣніе это на континентѣ не поддерживается, такъ какъ разумѣется, весьма трудно учесть роль перегрѣтыхъ паровъ въ индикаторной работѣ смѣси продуктовъ горѣнія.

По нашему мнѣнію, наиболѣе правильнымъ было бы считать неиспользованной ту скрытую теплоту сгущенія паровъ воды въ воду, или, что все равно, теплоту парообразованія воды въ пары воды, которая со-

<sup>1)</sup> Такъ и принято между прочимъ Обществомъ Американскихъ Инженеровъ.

отвѣтствуетъ давленію въ 30—35 атмосферъ и температурѣ насыщеннаго пара въ 245—250° С.; несомнѣнно, что эта скрытая теплота не выдѣлилась полезно, а потому должна быть вычтена изъ полной теплоты въ 29.720 калорій на 1 кіг водорода; немедленно слѣдующій за парообразованіемъ перегрѣвъ съ 240° до 800° и далѣе до 1800° С. относится уже къ процессу работы газовъ и потому теплота перегрѣва съ 240° до 1800° не должна вычитаться изъ 29.720 калорій.

По Клаузіусу скрытая теплота испаренія при 240° С. равна:

$$\lambda = 607 - 0,7 \cdot 240 = 440 \text{ cal.};$$

такъ какъ изъ 1 кіг водорода образуется 9 кіг водяныхъ паровъ, то полная поправка теплопроизводительности водорода, сгорѣвшаго въ пары воды при 240° С., составитъ:

$$9 \times 440 = 3960 \approx 4000 \text{ cal.}$$

съ округленіемъ.

Окончательно формула Менделѣева, исправленная для случая сгорания нефти въ цилиндрахъ Дизель-моторовъ, можетъ быть написана въ видѣ:

$$K = 8080 \cdot C + (29720 - 4000) \left( H - \frac{O_m}{8} \right)$$

или

$$K = 8080 \cdot C + 25720 \cdot \left( H - \frac{O_m}{8} \right) \dots \dots \dots (2)$$

Содержаніемъ сыры и гигроскопической влаги можно за ничтожностью вполнѣ пренебречь.

Переходя къ вопросу о химическомъ составѣ сырой нефти нашего Закавказья, цифры различныхъ изслѣдователей даютъ слѣдующее:

1) сырая балаханская нефть, удѣльнаго вѣса 0,882.

$$C = 87,4\%, \quad H = 12,5\%, \quad O_m = 0,1\%;$$

2) бакинская легкая нефть, удѣльнаго вѣса 0,884,

$$C = 86,3\%, \quad H = 13,6\%, \quad O_m = 0,1\%,$$

или

$$C = 86,16\%, \quad H = 13,74\%, \quad O_m = 0,1\%,$$

въ среднемъ:

$$C = 86,25\%, \quad H = 13,65\%, \quad O_m = 0,1\%.$$

Подставляя эти цифры въ формулу (2), получимъ:

1) сырая балаханская нефть:

$$K = 10270 \text{ калорій};$$

2) легкая бакинская нефть:

$$K = 10475 \text{ калорій}.$$

Непосредственное опредѣленіе калориметрами теплотворной способности этихъ сортовъ нефти, при охлажденіи паровъ  $H_2O$  въ воду при  $0^\circ$ , дали для сырой балаханской нефти:

$$K_1 = 10705 \text{ калорій};$$

вычитая изъ этой цифры теплоту испаренія воды температурою  $240^\circ$  въ паръ той же температуры, имѣемъ:

$$K_1' = 10805 - 440 \cdot 9 \cdot 0,125 = 10310 \text{ калорій};$$

результаты весьма близкіе къ опредѣленію теплопроизводительности по формулѣ (2).

Вышеупомянутые два сорта сырой нефти въ большинствѣ случаевъ и примѣняются у насъ въ Россіи для Дизель-моторовъ; въ виду, однако, того, что были попытки примѣнять въ качествѣ горючаго нефтяные остатки или мазуть, получаемый какъ продуктъ перегонки сырой нефти, отдѣленіемъ отъ послѣдней бензина и керосина, а также, чтобы дать понятіе о другихъ сортахъ жидкаго топлива, въ таблицѣ I собраны свѣдѣнія о наиболѣе употребительныхъ на землѣ жидкихъ горючихъ.

Т а б л и ц а I.

Наименованіе сортовъ горючаго.	Удѣльн. вѣсь.	С о с т а в ъ:			Теплотворная способность:	
		C	H	O <sub>m</sub>	калори- метр. <sup>1)</sup>	вычислен- ная <sup>2)</sup>
1. Бакинскій мазуть . . . . .	0,928	87,1	11,7	1,2	10445	9742
2. Балаханскій " . . . . .	0,926	86,9	12,1	1,0	10510	
3. Лвская нефть . . . . .	0,923	87,1	12,0	0,9	10831	
4. Огайская " . . . . .	0,935	87,1	10,4	2,5	10081	
5. Вост.-Галиційская нефть. . . . .	0,870	82,2	12,2	5,7	10085	
6. Зап.-Галиційская " . . . . .	0,885	85,3	12,6	2,1	10231	
7. Пехельброн. нефть . . . . .	0,892	85,7	12,0	2,3	10020	
8. Пенсилв. легкая нефть . . . . .	0,816	82,0	14,8	3,2	9963	
9. " тяжелая " . . . . .	0,886	84,9	13,7	1,0	10672	
10. Виргинск. легкая " . . . . .	0,841	84,3	14,1	1,6	10223	
11. " тяжелая " . . . . .	0,873	83,5	13,3	3,2	10180	
12. Русскій керосинъ (средн. проба)	—	84,9	14,4	0,7	10400	
13. Американскій керосинъ . . . . .	0,820	83,4	14,7	1,9	—	

<sup>1)</sup> Вода въ видѣ жидкости.

<sup>2)</sup> По формулѣ (2).

§ 3. Процессы горѣнія и работа газовъ. Мы уже познакомились въ § 1 съ первымъ ходомъ поршня, или тактомъ, результатомъ котораго является засасываніе свѣжаго воздуха чрезъ воздушный клапанъ *A* (черт. 1); ясно, что какова бы ни была нагрузка двигателя, объемъ засосаннаго воздуха практически остается однимъ и тѣмъ же, зависящимъ отъ размѣровъ цилиндра, т.-е. его діаметра и длины хода поршня.

Вслѣдствіе небольшого, по сравненію съ площадью поршня, кольцевого сѣченія пріоткрытаго воздушнаго клапана, а слѣдовательно нѣкотораго стѣсненія входу воздуха, при всасываніи наблюдается паденіе давленія до 100—150 мм. водянаго столба; затѣмъ воздухъ, проходя съ значительными скоростями черезъ нагрѣтый клапанъ и соприкасаясь съ неостывающими внутренними стѣнками цилиндра, несомнѣнно нагрѣвается, почему плотность его становится меньше.

Всѣ эти причины, довольно рѣзко проявляющіяся въ двигателяхъ съ большимъ числомъ оборотовъ, вліяютъ на количество подаваемого воздуха за одинъ всасывающій ходъ поршня, т.-е. объемъ засосаннаго практически воздуха за одинъ ходъ  $Q_p m^3$  будетъ меньше объема  $Q_t m^3$  цилиндра двигателя.

Если *h*—ходъ поршня въ метрахъ, *D*—діаметръ его въ см., то ясно, что

$$Q_t = \frac{\pi D^2 \cdot h}{4 \cdot 100^2} m^3,$$

а

$$Q_p = \eta_0 \cdot Q_t = \eta_0 \cdot \frac{\pi D^2 \cdot h}{4 \cdot 100^2} \cdot \dots \dots \dots (3)$$

гдѣ  $\eta_0$ —называется коэффициентомъ наполненія цилиндра, или коэффициентомъ подачи всасывающаго хода.

Величина коэффициента подачи для нормальныхъ типовъ двигателей Дизеля колеблется въ предѣлахъ

$$\eta_0 = \text{отъ } 0,78 \text{ до } 0,85 \dots \dots \dots (4)$$

мы увидимъ, что при испытаніи двигателей возможно точно найти значеніе этого коэффициента, имѣющаго довольно большое вліяніе на процессъ горѣнія.

Второй ходъ поршня, какъ уже извѣстно, сжимаетъ количество  $Q_p$  воздуха до давленій 30—35 атмосферъ, причемъ температура его повышается до 700—800° С., создавая, для пульверизируемой въ пространство горѣнія нефти, условія вполне благоприятныя для ея полнаго сгоранія, если конечно нефть вводится въ видѣ весьма тонкихъ струекъ или пыли.

Здѣсь такъ же, какъ и въ топкахъ паровыхъ котловъ, мы должны ввести понятіе о наименьшемъ, теоретически необходимомъ для полнаго сгоранія нефти, количествѣ воздуха  $L m^3$  на 1 кг сырой нефти; вос-



тепла; испытаніями Дизель-мотора при разныхъ нагрузкахъ мы можемъ только опредѣлить величины этихъ коэффициентовъ.

Эта независимость потерь тепла въ отходящихъ газахъ отъ умѣнія технической прислуги представляетъ уже учтенное и оцѣненное практикой преимущество двигателей Дизеля, передъ всякими другими типами машинъ, въ особенности паровыхъ съ ихъ котлами, а отчасти и передъ газо-генераторными двигателями.

Если намъ извѣстно количество нефти «*g*», вводимой за одинъ ходъ поршня, и ея составъ, т.-е. содержаніе углерода *C*, водорода *H*, и кислорода *O<sub>m</sub>*, затѣмъ по размѣрамъ цилиндра (діаметру *D* и ходу поршня «*h*»), и коэффициенту подачи  $\eta_0$  опредѣлимъ количество воздуха  $Q_{p\text{т}^3}$ , подаваемого за одинъ ходъ поршня, то не трудно видѣть, что отходящія газы будутъ имѣть вполне опредѣленный составъ, заключаая, при полномъ сгораніи, при отсутствіи окиси углерода *CO*, вполне опредѣленное количество на единицу объема, при атмосферномъ давленіи,

углекислоты . . . . .	$CO_2$ ,
свободнаго кислорода . . . . .	$O_c$ ,
азота . . . . .	$N$ ,
и паровъ воды . . . . .	$H_2O$ .

И въ этомъ случаѣ, какъ это мы уже имѣли для паровыхъ котловъ, возможно примѣненіе извѣстной намъ формулы, связывающей коэффициенты избытка «*α*» съ % содержаніемъ по объему углекислоты  $CO_2$ ,  $O_c$  и  $N$  (форм. 10 вып. 1 стр. 14), именно:

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \cdot \frac{O_c}{N}} \dots \dots \dots (8)$$

гдѣ по извѣстному  $CO_2$  и  $O_c$  можетъ быть опредѣлено  $N = 100 - (CO_2 + O_c)\%$ , а слѣдовательно и «*α*»; или по извѣстному «*α*» можетъ быть найдено  $O_c$  и  $N$ , а слѣдовательно и  $CO_2$ .

Не представляется никакого труда произвести анализъ газовъ, произведя непосредственное опредѣленіе составныхъ частей  $CO_2$ ,  $O_c$  и  $N$  помощью того же прибора Орса-Фишеръ, каковымъ мы уже оперировали при опредѣленіи потерь тепла въ паровыхъ котлахъ; зная по анализу «*α*», опредѣляя для данной нагрузки величину «*g*», а для даннаго сорта нефти величину  $L_t$ , легко найти значеніе коэффициента подачи

$$\eta_0 = \frac{\alpha \cdot L_t \cdot g}{Q_t} \dots \dots \dots (9)$$

Такой способъ несомнѣнно предпочтительнѣе, такъ какъ коэффициентъ подачи для разныхъ типовъ двигателей колеблется въ довольно широкихъ

предѣлахъ, анализъ же газовъ не только въ лабораторной, но и заводской обстановкѣ даетъ совершенно точные результаты, если умѣло пользоваться приборомъ, соблюдая условія, указанные ниже.

Было уже упомянуто, что пульверизація нефти совпадаетъ съ началомъ 3-го «рабочаго» хода поршня, причемъ нефть изъ нефтянаго насоса попадаетъ въ нефтяной клапанъ (форсунку), откуда она проталкивается въ достаточно распыленномъ видѣ въ пространство горѣнія; это проталкиваніе производится сжатымъ, но предварительно охлажденнымъ, пульверизирующимъ воздухомъ, давленіе котораго обыкновенно поддерживается отъ 50 до 60  $\text{kg/cm}^2$ , т.-е. выше на 18—25  $\text{kg/cm}^2$  давленія сжатаго поршнемъ двигателя воздуха.

Этотъ пульверизирующий воздухъ доставляется къ форсункѣ изъ особаго резервуара, куда сжатый воздухъ непрерывно подкачивается особымъ компрессоромъ, или двумя компрессорами высокаго и низкаго давленія, соединенными послѣдовательно.

Отсюда ясно, что вмѣстѣ съ пульверизируемою нефтью въ цилиндръ вводится также нѣкоторое количество добавочнаго воздуха, приблизительно отъ 3 до 6% общаго количества, а потому коэффициентъ подачи кажущимся образомъ повышается, также какъ и коэффициентъ избытка воздуха; мы еще вернемся къ этому вопросу ниже, при разборѣ вліянія давленія пульверизирующаго воздуха на работу двигателя.

До сихъ поръ мы разбирали роль воздуха, какъ элемента необходимаго для полнаго сгоранія вводимаго въ цилиндръ горючаго; перейдемъ теперь къ разбору роли воздуха, и образовавшихся продуктовъ горѣнія въ процессѣ сгоранія и расширенія въ 3-мъ рабочемъ ходѣ поршня, до момента выпуска отработанныхъ (расширившихся) газовъ въ атмосферу.

Для полнаго пониманія работы двигателя Дизеля, мы принуждены вкратцѣ коснуться того теоретическаго цикла, по которому долженъ былъ бы совершиться процессъ въ двигателѣ Дизеля, работающемъ безъ потерь и отъ котораго фактически происходящій процессъ значительно отклоняется.

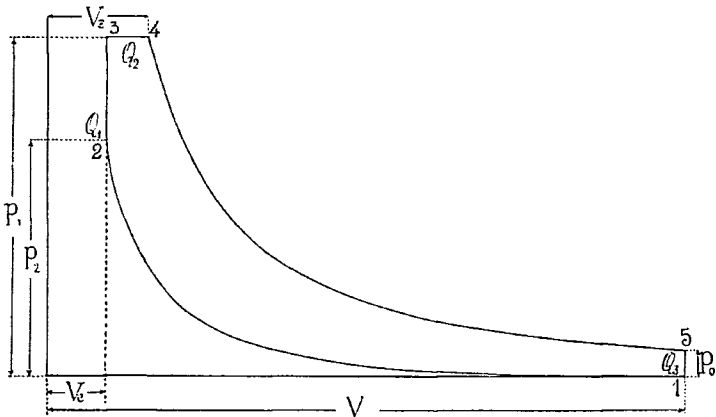
Какъ извѣстно, двигатели внутренняго сгоранія могутъ быть раздѣлены на двѣ типичныя категоріи:

двигатели, гдѣ сгораніе происходитъ при постоянномъ объемѣ, т.-е. совершается мгновенно (газовые двигатели всѣхъ типовъ); и двигатели, гдѣ сгораніе происходитъ при постоянномъ давленіи, т.-е. совершается постепенно на небольшой части хода поршня (двигатель Дизеля).

Практически не трудно замѣтить по діаграммамъ, снятымъ съ двигателя Дизеля, что и у этого представителя двигателей II категоріи существуетъ нѣкоторое повышеніе давленія въ моментъ введенія горючаго, около 3—5 атмосферъ надъ конечнымъ давленіемъ сжатаго вторымъ ходомъ

поршня воздуха, въ виду чего правильнѣе было бы разсматривать теоретическій циклъ Дизеля, какъ смѣшанный <sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Инжен. М. П. Зайлигеръ. Пригнѣвение двигателей Дизеля на судахъ. 1909 г. Пусть  $Q_1$  — количество тепла, переданное при горѣніи, при постоянномъ объемѣ (черт. 6б);  $Q_2$  — количество тепла, переданное при горѣніи при постоянномъ давленіи;  $Q_3$  — количество тепла, унесенное отходящими отработанными газами;  $T_1, T_2, T_3, T_4$  и  $T_5$  — абсолютная температура въ точкахъ 1, 2, 3, 4, 5 цикла;  $G$  — вѣсъ газовъ, участвующихъ въ циклѣ;  $\frac{V}{V_c} = \varepsilon$  — степень сжатія;  $\frac{V_2}{V_c} = \rho$  — степень предварительнаго расширенія и  $\frac{P_3}{P_2} = \lambda$  — коэффициентъ повышенія давленія при быстромъ сгораніи.



Черт. 6,б.

Тогда имѣемъ право написать:

$$Q_1 = G \cdot c_v \cdot (T_3 - T_2),$$

$$Q_2 = G \cdot c_p \cdot (T_4 - T_3)$$

и

$$Q_3 = G \cdot c_v \cdot (T_5 - T_1),$$

или для коэффициента полезнаго дѣйствія смѣшаннаго цикла, получимъ:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2 + k(T_4 - T_3)};$$

путемъ преобразованій и подстановкой отношеній объемовъ и температуръ по закону Пуассона, можно получить:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k \cdot \lambda - 1}{\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1)}.$$

Это выраженіе есть выраженіе общее для двигателей внутреннего сгоранія, изъ котораго легко получить, какъ частные случаи коэффициентовъ полезнаго дѣйствія цикловъ двигателей I и II категорій.

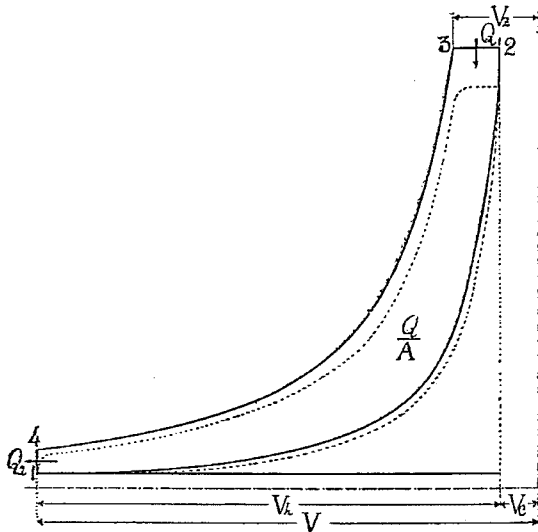
Дѣйствительно, подставляя  $\rho = 1$ , т.-е. полагая, что предварительнаго расшире-



На черт. 6а изображенъ теоретическій циклъ двигателя Дизеля (Гюль-днеръ, 138 стр. двигателя внутреннего сгорания), гдѣ части кривыхъ:

«1—2» — представляетъ адиабатическое сжатіе засосаннаго извнѣ воздуха; «2—3» — представляетъ постепенное сгораніе при постоянномъ давленіи; «3—4» — представляетъ расширеніе продуктовъ горѣнія по адиабатѣ и «4—5» — представляетъ выпускъ отработанныхъ газовъ въ атмосферу.

Если  $Q_1$ —количество тепла, переданное при горѣнии при постоянномъ давленіи;  $Q_2$ —количество тепла, унесеннаго отходящими, отработанными



Черт. 6,а.

газами;  $T_1, T_2, T_3, T_4$ —абсолютныя температуры въ соответствующихъ точкахъ цикла;  $G$ —вѣсъ газовъ, участвующихъ въ процессѣ;  $c_p$  и  $c_v$ —тепло-

нія не существуетъ, а сгораніе происходитъ мгновенно, при постоянномъ объемѣ, по-лучимъ:

$$\eta_t' = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda - 1}{\lambda - 1} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}},$$

пзъ чего видно, что  $\eta_t'$  зависить только отъ степени сжатія. Подставляя  $\lambda = 1$ , т.е. полагая что давленіе вспышки (сгорания) равно давленію сжатія, получимъ коэффициенты полезнаго дѣйствія цикла двигателя Дизеля:

$$\eta_t'' = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho - 1)} \dots \dots \dots (10)$$

уже выведенный нами непосредственно.

Имѣя въ виду, что въ двигателяхъ Дизеля всегда наблюдается нѣкоторое повыше- ніе давленія отъ  $P_2$  до  $P_1$  приблизительно на 4—5  $\text{kg/cm}^2$ , т.е. съ 32 атм. давленіе сгорания повышается до 37 атм., то  $\lambda = 1,16$ , а отсюда при  $k = 1,41$  и  $\epsilon = \frac{V}{V_c}$ , т.е. при  $p_0 \cdot V^k = p_2 \cdot V_c^k$ ,  $\epsilon = 11,43$ , получимъ  $\eta_t = 0,574$  при  $\rho = 2,0$  и  $\eta_t = 0,457$  при  $\rho = 2,5$ .

емкости газа при постоянномъ давленіи и при постоянномъ объемѣ;  $k$ —отношеніе теплоемкостей  $= \frac{c_p}{c_v}$ , и  $\eta_t$ —коэффициентъ полезнаго дѣйствія цикла, т.-е. количества тепла, превращеннаго въ работу  $(Q_1 - Q_2)$ , къ общему количеству тепла, сообщенному при сгораніи  $Q_1$ , или

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

то имѣемъ

$$Q_1 = G \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2)$$

и при мгновенномъ паденіи давленія, при выпускѣ:

$$Q_2 = G \cdot c_v \cdot (T_4 - T_1).$$

Отсюда выраженіе для  $\eta_t$  приметъ видъ:

$$\eta_t = \frac{G \cdot c_p (T_3 - T_2) - G \cdot c_v (T_4 - T_1)}{G \cdot c_p (T_3 - T_2)}.$$

Если  $V$ —объемъ цилиндра + пространство горѣнія;  $V_c$ —объемъ пространства горѣнія (вредное пространство); и  $V_s$ —объемъ газовъ въ моментъ начала расширенія, то

$$\epsilon = \frac{V_i}{V_c}$$

будетъ степенью сжатія;

$$\delta = \frac{V}{V_s}$$

будетъ степенью расширенія; и

$$\rho = \frac{V_s}{V_c}$$

будетъ степенью предварительнаго расширенія при сгораніи.

Изъ курсовъ термодинамики имѣемъ:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_s}{V_c} = \rho,$$

а для адиабатъ сжатія и расширенія по закону Пуассона:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left( \frac{V_s}{V} \right)^{k-1}$$

и

$$\frac{T_1}{T_2} = \left( \frac{V_c}{V} \right)^{k-1},$$

раздѣляя одно на другое, получимъ:

$$\frac{T_4}{T_1} \cdot \frac{1}{\rho} = \left( \frac{V_g}{V_c} \right)^{k-1},$$

но

$$\frac{V_g}{V_c} = \rho,$$

откуда

$$\frac{T_4}{T_1} = \rho^k,$$

подставляя найденныя значенія для  $T_3$  и  $T_4$  въ функціи отъ  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $\rho$  и  $k$ , найдемъ:

$$\eta_t = \frac{kT_2(\rho - 1) - T_1(\rho^k - 1)}{kT_2(\rho - 1)} = \frac{k(\rho - 1) - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right) \cdot (\rho^k - 1)}{k \cdot (\rho - 1)} = 1 - \frac{\rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1} \cdot k \cdot (\rho - 1)} \quad (10)$$

Если вычислить значеніе

$$\begin{aligned} \eta_t \text{ для } k &= 1,30 \text{ до } 1,41, \\ &» \quad \rho = 1,5 \quad \text{» } 3,0, \\ \text{и } &» \quad \varepsilon = 13, \end{aligned}$$

что соотвѣтствуетъ сжатію въ 32  $\text{kg/cm}^2$ , то получимъ таблицу II:

Т а б л и ц а II.

$\rho =$	1,5	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,0
$k = 1,3 \quad \varepsilon = 16$	$\eta_t = 0,535$	0,522	0,512	0,499	0,488	0,479	0,471
.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
$k = 1,41 \quad \varepsilon = 13$	$\eta_t = 0,616$	0,602	0,588	0,576	0,564	0,552	0,540

Изъ таблицы видно, что чѣмъ короче періодъ горѣнія, т.-е. чѣмъ меньше  $\rho$ , тѣмъ выше коэффициентъ полезнаго дѣйствія цикла; другими словами, чѣмъ ближе циклъ Дизеля къ циклу двигателей быстрого сгорания, тѣмъ экономичнѣе работаетъ двигатель, конечно, при условіи одинаковости степени сжатія  $\varepsilon$ .

Мы привели здѣсь коэффициентъ полезнаго дѣйствія цикла съ цѣлью дать цифры, съ которыми было бы возможно сравнивать дѣйствительно получающійся коэффициентъ полезнаго дѣйствія двигателя Дизеля при испытаніяхъ его нормальнаго заводскаго типа.

Такъ какъ при нормальной нагрузкѣ  $\rho = 2,5$ , то теоретически мы должны были бы имѣть

$$\eta_i \text{ въ предѣлахъ отъ } 0,50 \text{ до } 0,55, \text{ для } k = 1,35.$$

Небезынтересно прослѣдить, какое количество работы мы могли бы получить, еслббы все количество тепла въ горючемъ перешло бы въ работу, т.-е. когда  $\eta_i = 100\%$ ?

Пусть 1 klg сырой нефти, имѣющей  $k = 10130$  калорій теплотворной способности, при сгораніи превратилъ 10130 калорій въ механическую работу; зная, что

$$A \text{ (термическій эквивалентъ работы)} = \frac{1}{428} \text{ калорій,}$$

получимъ:

$$\frac{K}{A} = J \cdot K,$$

гдѣ  $J$ —механический эквивалентъ тепла = 428 клгр.-метрамъ.

Отсюда имѣемъ:

$$428 \cdot 10130 = 4335640 \text{ клгр.-метровъ работы,}$$

или

$$\frac{4335640}{75.3600} = 16 \text{ дѣйств. снль-часовъ}$$

на 1 klg сырой нефти, при  $\eta_i = 100\%$ .

При разсмотрѣніи теоретическаго цикла двигателя Дизеля (черт. 5), мы принимали, что сжатіе воздуха и расширеніе продуктовъ горѣнія происходитъ адиабатически; однако въ дѣйствительности какъ сжатіе, такъ и расширеніе происходятъ не адиабатически, т.-е. безъ отнятія и иолученія теплоты, а по политропамъ, показатель которой

$$n < k, \quad \text{т.-е.} \quad < 1,41 = \frac{c_p}{c_v}.$$

Главная причина отклоненія кривыхъ сжатія и расширенія отъ адиабатъ конечно въ томъ, что какъ при сжатіи ввздуха, такъ и при расширеніи продуктовъ горѣнія, мы имѣемъ непрерывную передачу тепла отъ сжимаемаго воздуха и расширяющихся газовъ стѣнкамъ цилиндра, окруженнаго рубанкой съ водянымъ охлажденіемъ; затѣмъ при расширеніи продуктовъ горѣнія необходимо считается съ небольшимъ догораніемъ мельчайшихъ частицъ горючаго, вѣроятно сгорающихъ послѣ закончившагося горѣнія главной массы горючаго; наконецъ кривая расширенія уже потому не будетъ адиабатой съ показателемъ  $k = 1,41$ , что отношеніе теплоемкостей для смѣси газовъ богатой углекислотой, вообще говоря, меньше отношенія теплоемкостей совершенныхъ газовъ.

Эти три причины даютъ въ конечномъ результатѣ не адиабатическое, а политропическое сжатіе и расширеніе, и можно принять показатель кривой равнымъ:

$$n = 1,35, \text{ вмѣсто } k = 1,41.$$

Пунктиромъ на черт. 5 показанъ дѣйствительный циклъ двигателя Дизеля, площадь котораго будетъ меньше площади теоретическаго цикла, т.-е. дѣйствительно полученная работа газовъ внутри цилиндра будетъ меньше работы, вычисляемой по теоретическому циклу для тѣхъ же значеній сжатія  $\epsilon$ , степени предварительнаго расширенія  $\rho$  и коэффиціента повышенія давленія при началѣ сгоранія  $\lambda$ .

Коэффиціентъ полезнаго дѣйствія дѣйствительнаго цикла значительно ниже теоретическаго, приближаясь къ

$$\eta_p = 0,30 - 0,32.$$

Если прослѣдить причины пониженія коэффиціента полезнаго дѣйствія дѣйствительнаго цикла, то не трудно убѣдиться, что главными причинами такого пониженія являются:

- 1) отнятіе теплоты при сжатіи воздуха и при расширеніи продуктовъ горѣнія охлаждающей стѣнки цилиндра водою,
- 2) паденіе давленій при всасываніи воздуха,
- 3) паденіе давленія при выталкивающемъ ходѣ.

Нѣкоторое запаздываніе начала сгоранія при началѣ рабочаго хода, и нѣсколько болѣе раннее открытіе выпускнаго клапана въ концѣ рабочаго хода, закругляютъ углы кривыхъ цикла, что также уменьшаетъ величину площади діаграммы.

Мы не будемъ останавливаться на изученіи потерь, такъ какъ такое изученіе не входитъ въ задачи этого курса и кромѣ того это изученіе съ большей наглядностью могло бы быть произведено построеніемъ энтропійной (тепловой) діаграммой, гдѣ степень полноты діаграммы, т.-е. отношеніе дѣйствительно полученной работы къ работѣ теоретическаго цикла машины безъ потерь, опредѣляется съ достаточной для конструктора точностью <sup>1)</sup>.

Степень полноты, или теоретическій индикаторный коэффиціентъ полезнаго дѣйствія, вообще говоря, выражается:

$$\eta_i = \frac{\text{пл. } 12'24'51}{\text{пл. } 123451} \dots \dots \dots (11)$$

Площадь цикла, ординатами которой являются давленія въ  $\text{klg/cm}^2$  площади поршня, а абсциссами—объемы, описанные поршнемъ, или, что

<sup>1)</sup> Проф. Малѣевъ. Построеніе тепловыхъ діаграммъ двигателей внутренняго сгоранія.

одно и то же, пути въ частяхъ хода поршня въ метрахъ будетъ выражать работу газовъ, въ клгр.-метрахъ на кв. см. площади поршня, что впрочемъ было ясно само по себѣ, при разсмотрѣннн самаго цикла.

§ 4. Общій балансъ тепла и практическіе способы опредѣленія элементовъ баланса. Изъ предыдущаго § мы видѣли, что если бы вся химическая, потенциальная энергія 1 клг сырой нефти, равная ея теплотворной способности

$$k = 10130 \text{ калорій, приблизительно,}$$

была бы превращена въ механическую работу, то мы получили бы работу въ:

$$16 \text{ лощ. силъ-часовъ,}$$

принимая эквивалентъ 1 лощ. силы-часа равной 632 калоріи <sup>1)</sup>.

Такое превращеніе теплоты въ работу соответствовало бы коэффициенту полезнаго дѣйствія  $\eta_i = 1,00$  или 100%.

Мы уже убѣдились, что въ идеальномъ двигателѣ Дизеля, съ его теоретическимъ цикломъ, коэффициентъ полезнаго дѣйствія послѣдняго

$$\eta_i = 0,50 \text{ (приблизительно).}$$

Отсюда слѣдуетъ, что для полученія 1 лощ. силы-часа работы газовъ, потребовалось бы не 632 калорш, а

$$\frac{632}{0,50} = 1264 \text{ калорій.}$$

Наконецъ, въ дѣйствительно выполненныхъ двигателяхъ коэффициентъ полезнаго дѣйствія цикла достигаетъ всего:

$$\eta_p = 0,30,$$

т.-е. на 1 лощ. силу-часъ работы газовъ затрачивается

$$\frac{632}{0,39} = 2110 \text{ калорій.}$$

Въ таблицѣ III приведены сравнительныя цифры затраты калорій для полученія одной силы-часа (дѣйствительной, т.-е. развиваемой на валу двигателя) другихъ машинъ-двигателей, изъ которыхъ видно, что Дизель-моторъ является наивыгоднѣйшимъ двигателемъ изъ всѣхъ машинъ нашего времени.

---

<sup>1)</sup> 1 калорія даетъ 428 клг-мтр или 1 клг-мтр эквивалентенъ  $\frac{1}{428}$  калоріи; слѣдовательно, 75 клг-мтр = 1 лощ. силѣ въ секунду эквивалентны  $\frac{75}{428}$  калоріи, а въ часъ:

1 лощ. сила-часъ =  $\frac{75 \times 3600}{428} = 631-632$  калоріи приблизительно.

Т а б л и ц а III.

Машина-двигатель.	Расходъ тепла на дѣйств. силу- часъ <sup>1)</sup> .	Коэфф. полезн. дѣйствія (эконо- мич.).	П р и м ѣ ч а н і я.
1. Паровая машина безъ конденсаціи (40 ind. IP)	8126 кал.	0,071	Темпер. пара при впускѣ = 210° C. Давленіе впуска = 8,0 abs. kg/cm <sup>2</sup>
2. Пар. машина съ конденсаціей (240 ind. IP)	5484 „	0,114	Насыщ. паръ, температур. = 170° C. Давленіе впуска = 8,1 abs. kg/cm <sup>2</sup>
3. Та же машина съ перегрѣвомъ . . . . .	5300 „	0,12	Температ. пара = 215° C. Давленіе = 8,1 abs. kg/cm <sup>2</sup>
4. Пар. машина съ конденсаціей (1077 ind. IP).	4263 „	0,148	Насыщ. паръ температур. = 182° C. Давленіе = 10,8 abs.
5. Пар. машина съ конденсаціей (733 ind. IP).	3517 „	0,18	Температ. пара = 330° C. Давленіе = 12,3 abs.
6. Паротурбина Парсонса (4430 д. л. с) . . . .	3190 „	0,193	Температура пара = 300° C. Давленіе = 15 abs.
7. Газогенер. двигатель О. Дейтцъ (200 д. IP).	2810 „	0,225	Антрацитъ въ 7500 калорій.
8. Двигатель Дизеля (200 д. IP) . . . . .	1880 „	0,336	Сырая нефть въ 10150 калорій.
9. 1 лощ. сила-часъ эквивалентна. . . . .	632 „	1,00	

не включая потерь въ котл. установ.

Необходимо указать, что приведенныя цифры имѣютъ лабораторный характеръ, т.-е. получены при испытаніяхъ лучшихъ образцовъ машинъ при тщательной подготовкѣ машинъ къ испытаніямъ; въ практической обстановкѣ эксплуатаціи годовой расходъ (средній) значительно повышается и можно указать, что для паротурбинъ, значительныхъ мощностей (отъ 2000 kW и выше), средній расходъ тепла во всякомъ случаѣ не ниже 5000 калорій (включая и котельную часть установки), а для газогенераторныхъ не менѣе 4000 калорій, тогда какъ для Дизель-моторовъ даже небольшихъ мощностей, годовой расходъ не превышаетъ 2200 калорій на дѣйств. силу-часъ.

При испытаніи нагруженнаго двигателя Дизеля, работающаго напри- мѣръ на динамо-машину, дающую опредѣленное, непосредственно измѣ- ряемое, помощью амперметра и вольтметра, количество электрической энергіи, мы имѣемъ слѣдующую картину преобразованія потенциальной химической энергіи горючаго, въ энергію электрическую:

1) за единицу времени, напри- мѣръ, за 1 часъ расходуетъ двигате- лемъ  $B$  klg нефти, теплотворной способностью  $K$  калорій;

<sup>1)</sup> Дѣйств. сила-часъ = индик. сплѣ-часъ × механ. коэфф. полезн. дѣйствія.

2) за ту же единицу времени, динамо-машина производит электрическую энергию равную

$$\left(\frac{J \times E}{1000}\right) \text{ квл.-часовъ,}$$

гдѣ  $J$  въ амперахъ, а  $E$ —въ вольтахъ.

Зная, что коэффициентъ полезнаго дѣйствія динамо-машины, при данной ея нагрузкѣ равняется  $\eta_x$  и перевода килоуатты въ лош. свлы, получимъ, что на валу двигателя работа развитая двигателемъ равна:

$$\frac{J \cdot E}{\eta_x \times 1000 \times 0,736} = W_e \text{ дѣйств. лош. силъ-часовъ.}$$

Итакъ, двигатель израсходовалъ горючаго  $B$  кг, т.-е.

$$(B \cdot K) \text{ калорій въ часъ,}$$

развивъ  $W_e$  дѣйств. лош. силъ-часовъ на своемъ валу, т.-е.

$$W_i \cdot 632 \text{ калоріи;}$$

отсюда экономическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія двигателя

$$\eta_p' = \frac{W_e \cdot 632}{B \cdot K} \dots \dots \dots (12)$$

или

$$\eta_p' = \frac{632}{K_g} \dots \dots \dots (13)$$

гдѣ  $K_g = K \cdot \left(\frac{B}{W_e}\right) = K \cdot g$  и  $g$  есть количество кг горючаго на 1 дѣйств. силу-часъ, а  $K_g$ —число калорій въ  $g$  кг горючаго.

Но если двигатель на своемъ валу развивъ полезную работу въ теченіе 1 часа равную

$$W_e \text{ дѣйств. лош. силъ-часовъ,}$$

то работа газовъ внутри цилиндровъ двигателя за этотъ же промежутокъ времени составила

$$W_i \text{ индик. лош. силъ-часовъ,}$$

каковая работа можетъ быть получена изъ такъ называемыхъ индикаторныхъ діаграммъ, т.-е. площадей дѣйствительныхъ цикловъ работы газовъ (§ 3 и § 5).

Ясно, что  $W_i > W_e$ , а отношеніе

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} \dots \dots \dots (13)$$



есть не что иное, какъ механическій коэффиціентъ полезнаго дѣйствія двигателя Дизеля; разность

$$W_i - W_e = W_o$$

характеризуетъ механическія вредныя сопротивленія движущихся и трудящихся частей самаго механизма двигателя и работу потерянную на приведение въ дѣйствіе всѣхъ вспомогательныхъ механизмовъ двигателя, какъ-то: распределительнаго вала съ регуляторомъ и нефтяными насосами, компрессоровъ для пульверизирующаго воздуха, лубрикаторовъ и пр.

Раздѣляя работу  $W_o$  на полезнополученную работу  $W_i$ , получимъ:

$$\frac{W_o}{W_e} \cdot \dots \dots \dots (14)$$

составляющую потерю работы въ лош. силахъ-часахъ и приходящуюся на 1 дѣйств. силу-часъ полезной работы, а

$$\left( \frac{W_o}{W_e} \right) \cdot 632 = w_o \dots \dots \dots (15)$$

ту же потерянную работу, но выраженную въ калоріяхъ.

При энергичномъ сгораніи нефти въ весьма короткій промежутокъ времени, энтропійная (тепловая) діаграмма <sup>1)</sup>, построенная для процесса сгоранія и расширенія, показываетъ значительное повышеніе температуры образовавшихся продуктовъ горѣнія, быстро понижающейся при дальнѣйшемъ расширеніи газовъ въ цилиндрѣ, въ виду этого было бы практически невозможнымъ обойтись безъ искусственнаго охлажденія стѣнокъ цилиндровъ двигателя, а потому цилиндры, а иногда и клапаны снабжаются водяными рубашками, чрезъ которыя пускается непрерывный токъ холодной воды въ опредѣленномъ количествѣ, и нагрѣваемой по выходѣ до опредѣленной же температуры, въ зависимости отъ количества протекаемой воды и средней температуры газовъ въ цилиндрѣ.

Такимъ образомъ мы имѣемъ и можемъ точно измѣрить помощью водомѣра и термометровъ количество воды « $q$ » klg, расходуемое двигателемъ при нагрузкѣ въ  $W_e$  дѣйств. лош. силъ въ теченіи часа, температуру входящей и выходящей воды  $(\tau_2 - \tau_1)^0$  С., а слѣдовательно и количество калорій, унесенныхъ охлаждающей водой въ теченіе 1 часа при работѣ въ  $W_e$  дѣйств. силъ-часовъ.

Это количество тепла, рассчитанное на 1 дѣйств. силу-часъ, равно:

$$\frac{q \cdot (\tau_2 - \tau_1)^2}{W_e} = w_w \text{ калорій} \dots \dots \dots (16)$$

<sup>1)</sup> Проф. Малѣевъ. Построеніе тепловыхъ діаграммъ дв. вн. сгоранія.

<sup>2)</sup> Теплоемкость воды равна 1,0.

Отработанные расширившіеся газы выпускаются чрезъ выхлопной клапанъ въ атмосферу; количество этихъ газовъ въ теченіе 1 часа работы двигателя при  $W_c$  дѣйств. лоп. силахъ мощности и при расходѣ горючаго:

$$g \text{ klg на 1 дѣйств. силу-часъ,}$$

является совершенно опредѣленной величиной, такъ какъ намъ, какъ это мы уже видѣли въ § 2, точно извѣстно количество воздуха и количество горючаго, принимавшихъ участіе въ процессахъ сгорания; пусть измѣренное или найденное вычпсленіемъ количество выпускаемыхъ въ теченіе 1 часа газовъ, при  $W_c$  дѣйств. лоп. силахъ мощности, развитой двигателемъ, равно:

$$Z_0 \text{ klg,}$$

при средней, измѣренной тотчасъ за клапаномъ, температурѣ  $T_1^{\circ} \text{C.}$ ; если средняя температура засасываемого въ двигатель воздуха  $= t^{\circ} \text{C.}$ , а средняя теплоемкость газовъ, при атмосферномъ давленіи  $= c_p$ , то ясно, что количество тепла, унесенное газами въ атмосферу, рассчитанное на 1 дѣйств. силу-часъ работы двигателя, равно:

$$\frac{Z_0 \times (T_1 - t) \times c_p}{W_c} = w_y \text{ калорій . . . . . (17)}$$

Намѣчая три главныхъ потери тепла на:

- 1) вредныя механическія тренія;
- 2) потерю на охлаждающую воду;
- 3) потерю въ отходящихъ газахъ, и

4) полезно полученную на валу двигателя работу, мы упустили еще потери, трудно или совсѣмъ не учитываемыя; къ такимъ потерямъ необходимо отнести потери на лучеиспусканіе, потери на перегрѣваніе паровъ воды въ воздухѣ и въ газахъ; наконецъ, къ этой же категоріи отнесемъ ту неточность техническихъ испытаній, которую всегда необходимо ожидать въ заводской обстановкѣ, при пользованіи болѣе грубыми приборами испытаній, чѣмъ приборы лабораторнаго типа.

Назовемъ эти потери чрезъ

$$\pm w \text{ калорій . . . . . (18)}$$

Ясно, безъ доказательствъ, на основаніи закона сохраненія энергіи, что

$$K_g = 632 + w_o + w_w + w_y \pm w \text{ . . . . . (19)}$$

Это уравненіе есть уравненіе баланса тепла въ двигателѣ Дизеля, рассчитанное на 1 дѣйств. силу-часъ.

Чѣмъ меньше величина  $\pm w$ , тѣмъ точнѣе, слѣдовательно, произведенъ учетъ полезныхъ и вредныхъ потерь, а слѣдовательно, тѣмъ доказательнѣе является произведенное испытаніе.

Было бы однако недостаточно одной балансировки теплоты и определения затратъ % отношенія этихъ потерь къ теплотѣ, выдѣленной горючимъ при полномъ его сгораніи; ближайшимъ практическимъ результатомъ является опредѣленіе, насколько близки учетныя потери къ нормальнымъ, имѣющимъ мѣсто въ хорошо выполненнымъ, собраннымъ и правильно эксплуатируемымъ двигателяхъ Дизеля современныхъ образцовъ.

Можно указать, напримѣръ, что для нормально построеннаго и эксплуатируемаго двигателя Дизеля, снятая индикаторная діаграмма или рядъ ихъ за опредѣленный промежутокъ времени, даетъ, помимо наглядной картины, начерченной въ видѣ правильного цикла работы газовъ, площадь, выражающую индикаторную работу газовъ внутри цилиндра, а отсюда и механическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i};$$

но если этотъ коэффициентъ очень малъ, отличаясь отъ нормальнаго въ 0,70—0,75, то ясно, что необходимо искать причины подобныхъ явленій и устранить излишнія вредныя сопротивленія.

То же самое относится и къ потерямъ 2-й и 3-й категоріи, не говоря уже объ % отношеніи полезно полученной работы, къ энергіи горючаго:

$$\left(\frac{632}{K_g}\right) = \text{характеризующимъ общую исправность двигателя.}$$

Къ подробному изученію потерь и ихъ оцѣнкѣ мы перейдемъ въ слѣдующихъ параграфахъ, въ этомъ же параграфѣ укажемъ, что даже въ заводской обстановкѣ опредѣленіе потерь должно производиться по возможности тщательно, такъ какъ необыденные результаты могутъ быть приписаны не неточности приборовъ, а неправильной работѣ двигателя и неправильность испытанія дастъ ложное направленіе опредѣленнымъ умозаключеніямъ.

Ранѣе, чѣмъ перейти къ слѣдующему параграфу, коснемся вопроса объ учетѣ полезно полученной на валу двигателя работѣ, имѣя въ виду что наиболѣе удобнымъ на электрическихъ станціяхъ является опредѣленіе электрической мощности и работы на борнахъ генератора.

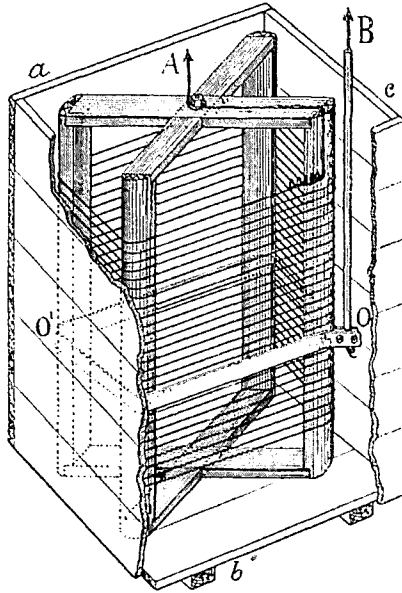
Мы уже видѣли, что при опредѣленіи полезной работы на валу двигателя, приходится пользоваться (при постоянномъ токѣ) <sup>1)</sup> тремя величинами: силой тока  $J$  въ амперахъ, напряженіемъ на борнахъ  $E$  въ вольтахъ, и коэффициентами полезнаго дѣйствія  $\eta_g$  генератора, опредѣленіе ко-

---

<sup>1)</sup> При переменномъ токѣ электрическая энергія  $= J \cdot E \cdot \cos(J_1 E)$ , гдѣ  $\cos(E_1 J)$  есть такъ наз. коэффициентъ мощности, называющій разность фазъ между силою тока  $J$  и разностью потенциаловъ  $E$ .

того на мѣстѣ представляется затруднительнымъ, если генераторъ непосредственно соединенъ съ двигателемъ помощью жесткой муфты.

Электрическая нагрузка для генератора на всякой электрической станціи можетъ быть получена искусственнымъ образомъ, нагружая генераторъ на нагрузочный реостатъ, эскизъ котораго данъ на черт. 7.



Черт. 7.

Расчетъ сѣченія желѣзной проволоки по силѣ тока, можно найти въ любомъ справочникѣ.

Нагрузка реостатомъ предпочтительнѣе при испытаніяхъ двигателей послѣ первой сборки, или послѣ всякаго ремонта, такъ какъ подобная нагрузка весьма равномерна; нагрузка на сѣтъ проводовъ представляетъ въ большинствѣ случаевъ нагрузку переменную и точное записываніе силы тока и напряженія затруднительно.

Затѣмъ для полученія достаточно точныхъ результатовъ не слѣдуетъ пользоваться только техническими измѣрительными приборами на распределительной доскѣ, а желательно параллельное включеніе точныхъ (прецизионныхъ) амперметра и вольтметра и производить запись по этимъ приборамъ; ошибки при пользованіи техническими приборами могутъ достигать 3—5% въ ту или другую сторону.

Наконецъ, самое больное мѣсто испытанія Дизель-генератора — это коэффициенты полезнаго дѣйствія генератора для данной нагрузки, если, какъ это было уже упомянуто, генераторъ непосредственно соединенъ съ двигателемъ жесткой муфтой, имѣя только одинъ подшипникъ; въ этомъ

случаѣ необходимо довольствоваться кривыми коэффиціента полезнаго дѣйствія, даваемыми электро-механическими заводами, но и здѣсь ошибка въ 2—3% всегда можетъ имѣть мѣсто.

Можно пользоваться, если нѣтъ болѣе точныхъ свѣдѣній, слѣдующими данными относительно коэффиціента полезнаго дѣйствія электрическихъ генераторовъ (постояннаго тока), взятыми нами изъ книги R. Goldschmidt «Die normalen Eigenschaften elektrischer Maschinen».

Таблица IV даетъ коэффиціентъ полезнаго дѣйствія генераторовъ постояннаго тока для мощностей отъ 50 до 110 дѣйств. лош. силъ и отъ 125 до 2000 оборотовъ; таблица V даетъ коэффиціенты отъ 100 килоуаттъ до 750, при 125—1500 оборотахъ въ минуту; показанныя цифры суть коэффиціенты полезнаго дѣйствія при полной нагрузкѣ.

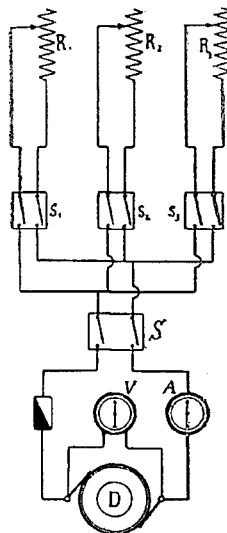
Т а б л и ц а IV.

Мощность.	Обороты въ минуту:			Примѣчанія.
	125	250	500—2000	
50 д. 1P	87,5	90,0	91,8	<p>Чтобы найти коэфф. полезнаго дѣйствія генератора при неполной нагрузкѣ, необходимо раздѣлить всѣ потери на двѣ категоріи:</p> <p>1) <math>p_0</math> — потеря тренія, гистерезисъ, токн Фуко и др. не зависящія отъ нагрузки, и</p> <p>2) <math>p_1</math> — потери на эффектъ Джоуля пропорціональныя квадрату нагрузки.</p> <p>Въ нормальныхъ машинахъ можно принять, что</p> $\frac{p_0}{p_1} = 0,75 \text{ до } 1,0 = a,$ <p>причемъ первая цифра относится къ оборотамъ отъ 125 до 200, а вторая отъ 250 до 500; для оборотовъ отъ 500 и выше:</p> $\frac{p_0}{p_1} = 1,5 \text{ до } 2,0.$ <p>Пусть <math>p_x</math> — потери при нагрузкѣ генератора = <math>x</math> отъ нормальной, тогда</p> $p_x = x \cdot P_{\text{пocht.}} = x \cdot (p_0 + p_1);$
60 "	88,8	90,5	92,0	
70 "	89,2	90,5	92,0	
80 "	89,7	91,0	92,0	
90 "	90,0	91,0	92,0	
100 "	90,0	91,2	92,0	
110 "	90,0	91,3	92,0	

Т а б л и ц а V.

Мощность.	Обороты въ минуту:			Примѣчания.
	125	250	500—1500	
100 kw,	90,5	92,0	93,0	отсюда коэфф. полезн. дѣйствія $\eta_x = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\eta_p} - 1\right) \cdot \left(\frac{x + \frac{a}{x}}{1 + a}\right)}$ Если извѣстны $a$ , $\eta_p$ , то находимъ и $\eta_x$ , при $x = 0,1, 0,2, 0,3, 0,4$ и т. д. полной нагрузки.
200 „	92,0	93,5	94,0	
500 „	93,5	94,5	94,5	
750 „	94,0	95,0	94,8	

Если желательно опредѣленіе работы двигателя при разныхъ нагрузкахъ, то весьма удобно примѣнить два, три отдѣльныхъ реостата, подобныхъ черт. 7, включая ихъ по схемѣ черт. 8, съ тремя вспомогательными



Черт. 8.

и однимъ главнымъ рубильниками; такое устройство позволяетъ легко варьировать нагрузку въ  $\frac{1}{1}, \frac{1}{2}, \frac{1}{4}$  или  $\frac{3}{3}, \frac{2}{3}$  и  $\frac{1}{3}$  отъ полной и производить мгновенныя выключенія любой части нагрузки, или полностью всей.

Желѣзный обручъ (черт. 7) служить въ качествѣ подвижного контакта для точной подгонки нагрузки до начала испытанія.

Чтобы произвести повѣрку потери работы на вредныя механическія сопротивленія при работѣ двигателя, можно воспользоваться еще слѣдующимъ методомъ, весьма удобнымъ для двухъ, трехъ и болѣе цилиндроваго двигателя Дизеля: двигатель пускаютъ въ холостую, т.-е. при

$$W_e = 0;$$

прекращая доступъ горючаго въ цилиндры, за исключеніемъ одного; пускаютъ двигатель при томъ числѣ оборотовъ, при которомъ онъ работалъ при полной нагрузкѣ, или нагрузкѣ испытанія.

Снятіемъ индикаторной діаграммы съ работающаго цилиндра, получимъ индикаторную работу  $W_i$  холоднаго хода, а слѣдовательно

$$W_i = W_o,$$

т.-е. потеря работы на холостой ходъ, или вредныя сопротивленія; этотъ методъ конечно предполагаетъ, что вредныя сопротивленія не зависятъ отъ нагрузки и пропорціональны лишь числу оборотовъ, что вѣрно лишь съ нѣкоторой приблизительностью <sup>1)</sup>; затѣмъ, благодаря довольно низкому <sup>2)</sup> механическому коэффициенту полезнаго дѣйствія двигателя Дизеля вообще, площадь холостой діаграммы, сосредоточенная въ одномъ работающемъ цилиндрѣ, достаточно велика для точнаго подсчета, почему этотъ методъ довольно часто примѣняется на практикѣ.

Подробныя указанія для производства индикаторныхъ испытаній и вычисленія діаграммъ изложены въ слѣдующемъ § 5.

**§ 5. Опредѣленіе дѣйствительной работы газовъ въ цилиндрѣ двигателя, помощью индикаторныхъ діаграммъ; теоретическая діаграмма.** Мы уже упоминали въ предыдущемъ параграфѣ, что непосредственное опредѣленіе дѣйствительной работы газовъ внутри цилиндра, весьма удобно производить снятіемъ индикаторныхъ діаграммъ посредствомъ особаго прибора — индикатора, который вычерчиваетъ кривую давленій въ каждой точкѣ хода поршня двигателя.

Для этого необходимо имѣть 2 движенія: первое—движеніе карандаша, связаннаго съ поршенькомъ индикатора, надъ которымъ въ каждый моментъ господствуетъ то давленіе, которое имѣетъ мѣсто въ этотъ же моментъ времени въ цилиндрѣ двигателя, второе—движеніе самой индикаторной бумаги на индикаторномъ барабанѣ, согласованное съ ходомъ, или точнѣе, съ положеніемъ поршня испытываемаго двигателя; если оба движенія перпендикулярны, то начерченная кривая будетъ вычерчена въ прямо-

<sup>1)</sup> Потери на тренія возрастаютъ съ повышеніемъ нагрузки.

<sup>2)</sup> Сравнительно съ паровыми машинами.

угольныхъ координатахъ, ординаты которыхъ будутъ соответствовать рабочимъ давленіямъ въ цилиндрѣ, а абсциссы—положенію поршня въ цилиндрѣ.

Мы уже имѣли въ § 3 построение подобной діаграммы теоретическимъ путемъ, изучая процессъ работы газовъ внутри цилиндра двигателя Дизеля; верхняя часть кривой опредѣляетъ положительную работу газовъ (работа полного давленія + работа расширения по адиабатѣ, или точнѣе, политропѣ), нижняя часть кривой опредѣляетъ отрицательную работу (на сжатіе воздуха по адиабатѣ, или точнѣе, политропѣ); разность площадей даетъ площадь замкнутой кривой, представляющей избытокъ работы положительной надъ работой отрицательной, т.-е. даетъ вѣвнюю работу газовъ внутри цилиндра, или, какъ принято выражаться, дѣйствительную, индикаторную работу газовъ въ цилиндрѣ, на рабочей сторонѣ поршня.

Если помощью индикатора получить непосредственно индикаторную кривую, то изучение ея элементовъ можетъ быть произведено изученіемъ каждой составной ея части построениемъ на той же діаграммѣ діаграммы нормальной или теоретической; только тогда сравненіе, напр., кривыхъ расширеній и сжатій построенныхъ теоретически и начертанныхъ индикаторнымъ карандашемъ даетъ необходимыя указанія на правильность діаграммы.

Мы уже указывали, что расширение газовъ по политропѣ принимается нами съ показателемъ политропы  $k = n = 1,35$ , а не 1,41.

Весьма удобенъ способъ Вгауег'а для построения политропы, который мы здѣсь опишемъ.

Пусть (черт. 9) на осяхъ  $ox$  и  $oy$  прямоугольныхъ координатъ подъ угломъ (произвольной величины « $\alpha$ » проведена прямая  $OC$ .

Пусть точка  $A$  <sup>1)</sup> соответствуетъ давленію  $p_1$  и объему  $v_1$  (объему вреднаго пространства + объему пройденный поршнемъ); вычислимъ уголъ « $\beta$ », подъ которымъ слѣдуетъ провести прямую  $ob$  изъ выраженія:

$$(1 + \operatorname{tg} \beta) = (1 + \operatorname{tg} \alpha)^n \dots \dots \dots (20)$$

гдѣ  $n$ —показатель политропы.

Черезъ точку  $A$  проведемъ горизонталь  $AD$  и вертикаль  $AF$ ; изъ  $D$  и  $E$  проведемъ прямыя подъ угломъ въ  $45^\circ$  къ горизонту до пересѣченной въ точкѣ  $F$  съ  $OB$  и въ точкѣ  $G$  съ осью абсциссъ; затѣмъ проведемъ прямыя  $GH$  и  $FH$ , найдемъ точку  $H$ , принадлежащую политропѣ съ показателемъ « $n$ ».

Доказать это не трудно, предполагая, что точкѣ  $H$  соответствуютъ координаты  $p_2$  и  $v_2$ ; тогда

$$\begin{aligned} JE = JG &= v_2 - v_1 \\ KD = KF &= p_1 - p_2, \end{aligned}$$

<sup>1)</sup> Завѣдомо принадлежащая линіи расширения.



откуда

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_2 - v_1}{v_1} \quad \text{и} \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{p_1 - p_2}{p_2},$$

или

$$v_2 = v_1 \cdot (1 + \operatorname{tg} \alpha) \quad \text{и} \quad p_1 = p_2 (1 + \operatorname{tg} \beta);$$

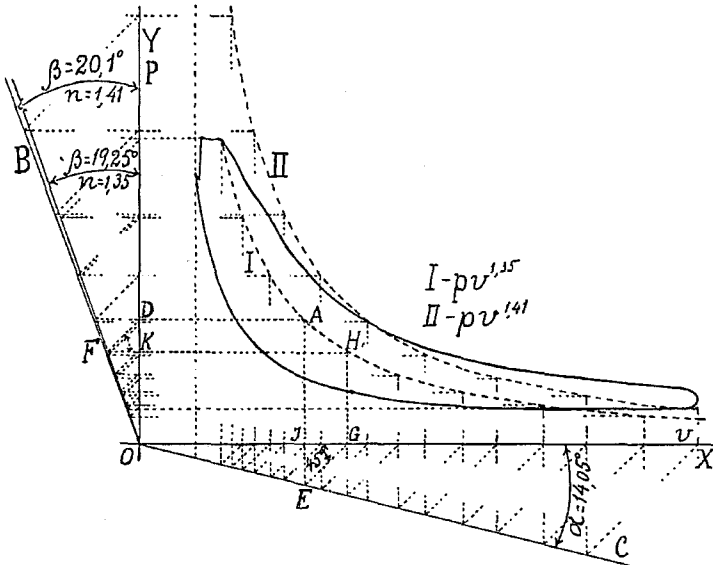
но такъ какъ уравненіе политропы  $p_1 \cdot v_1^n = p_2 \cdot v_1^n$  должно быть удовле-  
творено, то, вставляя найденныя выраженія для  $v_2$  и  $p_1$ , получимъ:

$$p_2 \cdot (1 + \operatorname{tg} \beta) \cdot v_1^n = p_2 \cdot v_1^n (1 + \operatorname{tg} \alpha)^n,$$

или

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

т.-е. то выраженіе на основаніи котораго произведено построение политропы  
расширенія.



Черт. 9.

Дальнѣйшее построение точекъ ведется зигзагами до  $v$  — полному объему  
цилиндра + вредное пространство.

На таблицѣ VI даны значенія наиболѣ удобныхъ, для ясности по-  
строения, угловъ  $\alpha$  и  $\beta$  при разныхъ  $n$ .

Т а б л и ц а VI.

Показатель $n =$	1,20	1,25	1,30	1,35	1,41
Уголь $\alpha = ^\circ$	11,20	14,05	14,05	14,05	18,25
„ $\beta = ^\circ$	13,50	17,55	18,40	19,25	26,30
$\operatorname{tg} \alpha =$	0,2	0,25	0,25	0,25	0,33
$\operatorname{tg} \beta =$	0,245	0,322	0,337	0,352	0,497

Этимъ же методомъ можно воспользоваться для построения кривой сжатія воздуха, а прямую постояннаго давленія проводятъ, зная ту часть хода поршня, на которой происходитъ сгораніе при постоянномъ давленіи.

Если на индикаторной діаграммѣ, фактически полученной съ испытуемаго двигателя, въ увеличенномъ, конечно видѣ, построить адиабаты съ  $n = k = 1,41$ , то ясно, что при расширеніи при  $n < k$  имѣло мѣсто отніе тепла отъ газовъ стѣнками цилиндра; при сжатіи воздуха отніе тепла дастъ  $n > k$ . Еслибы случайно  $n = k$ , то ясно что отніе тепла отъ газовъ возмѣщалось сообщеніемъ тепла при процессѣ расширенія, т. е. имѣло мѣсто догораніе остатковъ горючаго.

Къ вопросу объ изученіи діаграммы мы еще вернемся въ § 12, перейдя къ ознакомленію съ индикаторами и ихъ частей.

а) Индикаторы и ихъ принадлежности.

Предполагая у читателей курса нѣкоторое знакомство съ устройствомъ индикаторовъ, употребляемыхъ для паровыхъ машинъ, мы опишемъ здѣсь индикаторы употребляемые главнымъ образомъ для двигателей внутренняго сгоранія, особенностью которыхъ являются высокія начальныя и среднія давленія, въ два и даже три раза превышающія порядокъ давленій въ паровыхъ машинахъ.

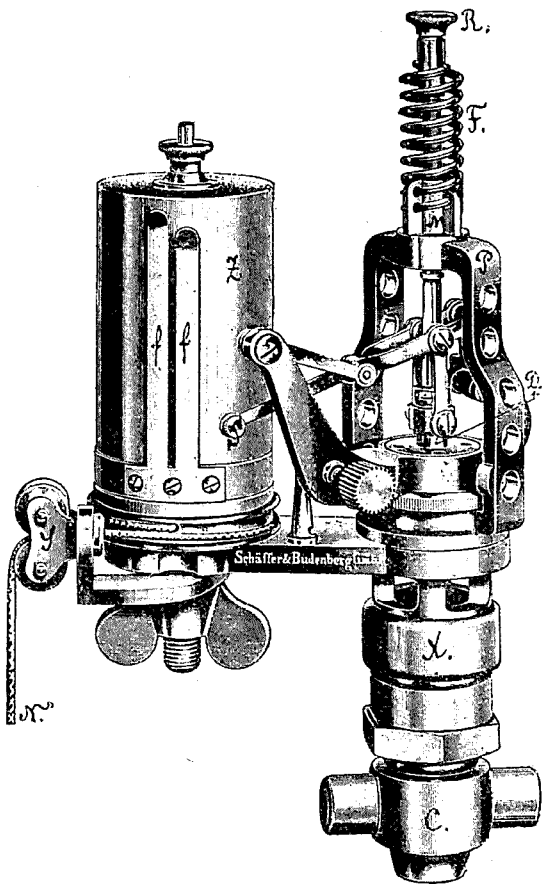
Съ практической точки зрѣнія, а отчасти и съ точки зрѣнія точности, наилучшимъ типомъ индикаторовъ слѣдуетъ признать индикаторы съ открытой пружиной, не подвергающейся въ такой мѣрѣ, какъ пружины закрытыя, дѣйствию переменныхъ высокихъ температуръ; эти пружины, работающія въ открытомъ пространствѣ, могутъ быть провѣряемы «холоднымъ» путемъ, помощью грузовъ, при среднихъ температурахъ машинныхъ помѣщеній (20—30° C).

Мы остановимся на болѣе подробномъ описаніи индикатора завода Schaeffer и Videnberg <sup>1)</sup>, а изъ легкихъ типовъ—на индикаторѣ Crossby <sup>2)</sup>.

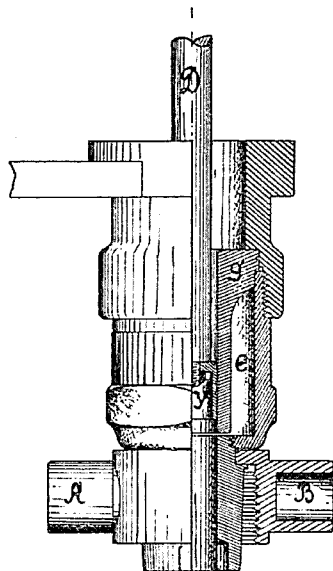
1) <sup>2)</sup> Принятыя для испытаній двигателя Дизеля на учебной генераторной станціи Электротехническаго Института въ С.-Петербургѣ.

На черт. 10 представлеиъ общій видъ индикатора Schaeffer и Budenberg, гдѣ:

- c* — гайка для присоединенія индикатора къ индикаторному крану, монтированному на цилиндрѣ двигателя;  
*x* — тѣло индикатора, внутрь котораго вставляется цилиндръ индикатора, какъ это отдѣльно показано въ разрѣзѣ на черт. 11, гдѣ *g* — есть



Черт. 10.



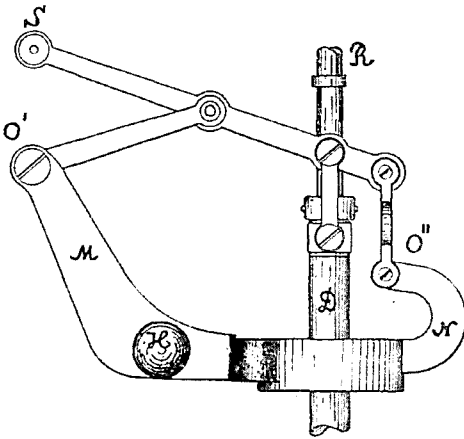
Черт. 11.

вставной цилиндрикъ изъ мѣди, съ воздушнымъ промежуткомъ «*e*» между тѣломъ и внѣшней поверхностью цилиндрика; этотъ промежутокъ играетъ роль нетеплопроводной рубашки, заполняемой горячими газами при работѣ индикатора; внутри цилиндрика *g* ходитъ стальной, пришлифованный поршенькъ индикатора «*У*», соединенный гайкой со штокомъ *D*, верхній, болѣе тонкій конецъ котораго *R* (черт. 10) служитъ для навинчиванія верхняго же конца индикаторной пружины.

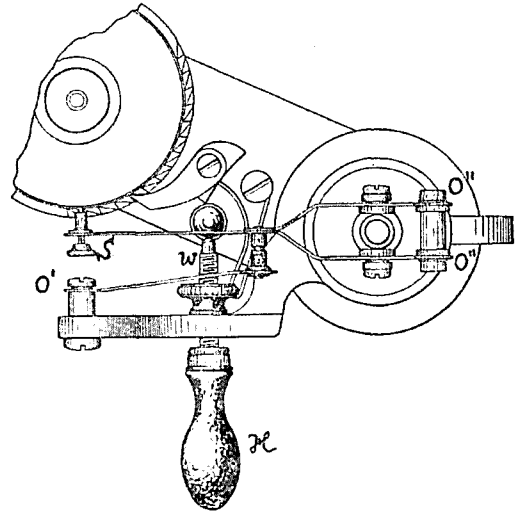
жины  $F$ ; нижній конецъ, или основаніе пружины  $M$  навинчивается плотно на солидную раму индикатора  $P$ , съ рядомъ мелкихъ отверстій, служащихъ усиленному охлажденію рамы съ цѣлью предупрежденія перехода тепла отъ тѣла индикатора къ самой пружинѣ.

При давленіи газовъ подъ поршень индикатора « $Y$ », верхній конецъ штока  $R$  поднимается, увлекая верхній конецъ пружины  $F$ , пока не установится равновѣсіе между давленіемъ газовъ на площадь поршенька и упругостью растягиваемой пружины.

Пишущая система рычажковъ (черт. 12 и 13) вращается свободно вокругъ штока  $D—R$ , но связана съ послѣднимъ при качательныхъ его дви-



Черт. 12.



Черт. 13.

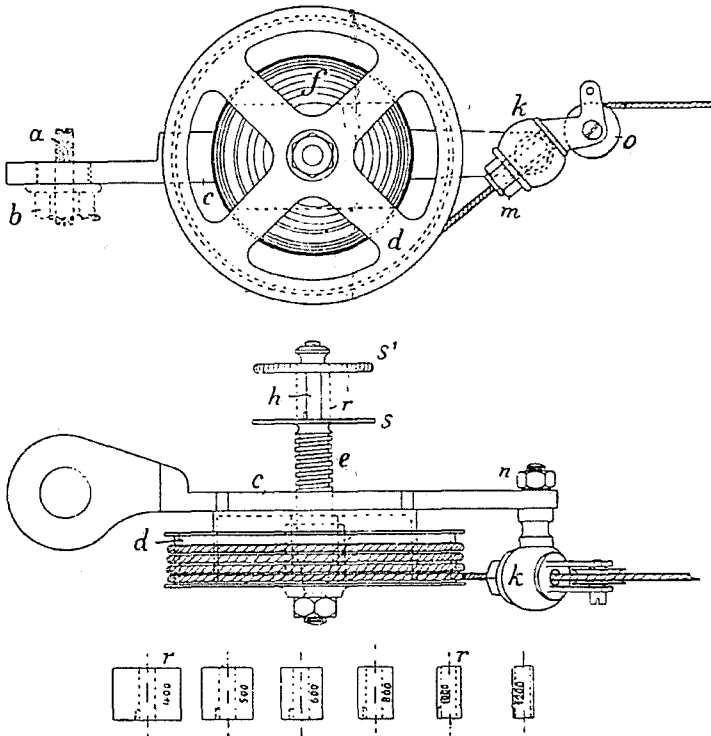
женіяхъ вверхъ и внизъ; это движеніе штока передается въ увеличенномъ масштабѣ карандашу  $S$ , который чертитъ на бумагѣ барабана « $Z$ » (черт. 10), прямую вертикальную линію, совпадающую въ образующей барабана « $Z$ », т.-е. строго параллельной его оси; конечно это начертаніе прямой будетъ имѣть мѣсто при условіи нахождения самого барабана въ покой.

Въ дѣйствительности эта линія не является математически прямой, а образуетъ весьма сложную кривую, какъ это извѣстно изъ теоріи механизма Эванса, или параллелограмма Уатта; однако эта кривая настолько близка къ прямой, что даже при острозаточенномъ карандашѣ можно отличить только нѣкоторыя утолщенія линіи при ходѣ карандаша вверхъ и внизъ.

Пишущая система рычажковъ имѣетъ два шарнира  $O'$  и  $O''$  на изогнутомъ остовѣ  $MN$ , въ свою очередь свободно вращающемся вокругъ штока; за ручку  $H$  съ упорнымъ винтомъ  $w$ , карандашъ  $S$  можно отво-

дять, или легко прижимать къ барабану съ индикаторной бумагой, зажатой двумя плоскими пружинками *ff* на барабанѣ *Z* (черт. 10).

Этотъ барабанъ шнуромъ *N*, черезъ блочки *У*, приводится въ колебательное движеніе отъ главнаго штока изслѣдуемаго цилиндра двигателя такимъ образомъ, чтобы движенія его строго согласовались съ движеніями поршня машины; для осуществленія этой передачи приходится уменьшить ходъ барабана во столько разъ относительно хода поршня машины, во



Черт. 14.

сколь разъ длина бумаги по развернутой окружности барабана меньше полной длины хода.

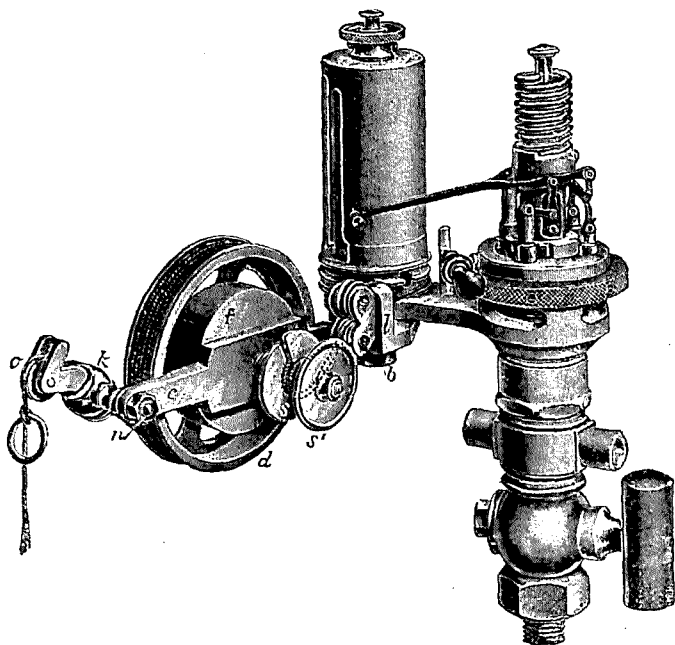
Это уменьшеніе хода достигается примѣненіемъ такъ называемыми ходоуменьшителей, изъ которыхъ наиболѣе употребительнымъ является роликовый ходоуменьшитель, представленный на черт. 14; этотъ роликъ помощью ушка съ болтомъ *ab* можетъ быть привернуть къ низу барабана (его рамѣ) (черт. 15); роликовый ходоуменьшитель можетъ быть установленъ и отдѣльно отъ индикатора.

Уменьшеніе хода равно отношенію діаметра малаго ролика къ діаметру большаго *d*

$$\left( \frac{2r}{d} \right),$$

и это отношеніе можетъ мѣняться, если на ось  $h$  малаго ролика, надѣть ролики разныхъ діаметровъ, калибры которыхъ показаны внизу черт. 14.

Помимо этого типа ходоуменьшителя, устраиваютъ для уменьшенія хода барабана рядъ передаточныхъ рычаговъ на самой машинѣ, какъ это показано на черт. 16; обыкновенно такія приспособленія имѣются почти у каждой машины сколько-нибудь значительной мощности. Отношеніе длины рычага  $os : od$  выбирается уже по нормальнымъ размѣрамъ индикаторнаго барабана и величинѣ хода поршня данной машины.



Черт. 15.

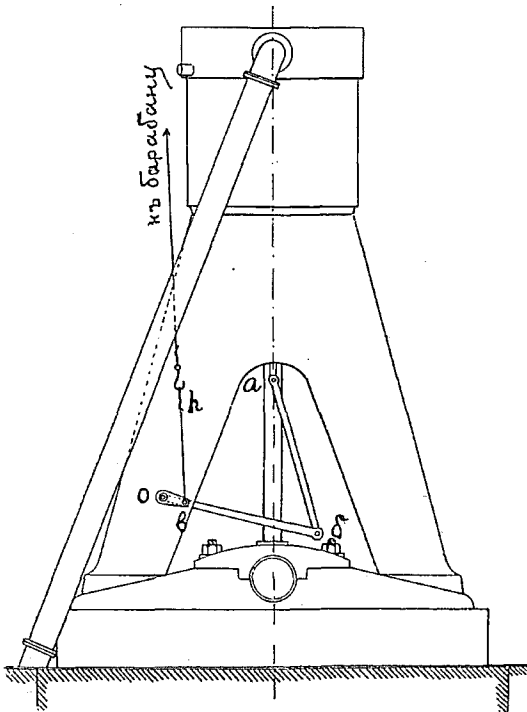
Сдѣвленіе барабана съ ходоуменьшительнымъ механизмомъ производится посредствомъ шнурка, но не цѣльнаго, а раздѣленнаго въ удобномъ мѣстѣ особымъ крючкомъ, позволяющимъ расдѣплять барабанъ отъ ходоуменьшителя во время хода машины; такая остановка барабана необходима каждый разъ для надѣванія новой индикаторной бумаги.

Иногда самъ барабанъ снабжается особымъ храповымъ приспособленіемъ для остановки барабана безъ расдѣвленія шнурка, но такое приспособленіе усложняетъ индикаторъ и можетъ быть допущено только для быстроходныхъ машинъ (выше 300/350 оборотовъ).

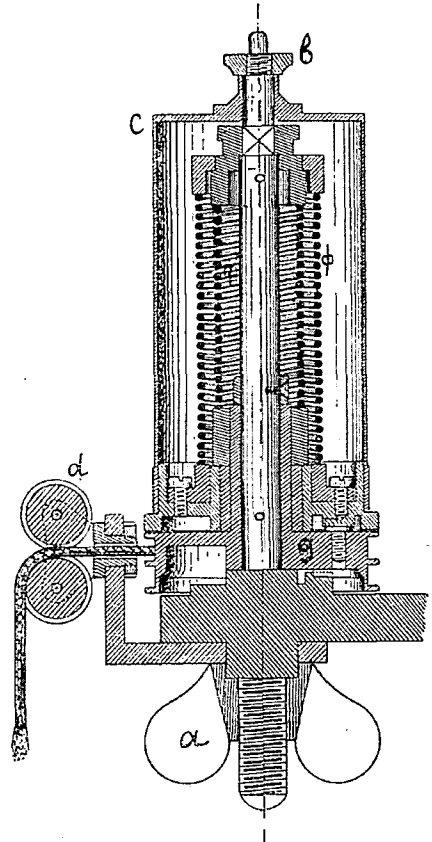
На черт. 17 представленъ разрѣзь барабана системы Schaeffer-Budenberg.

Главные размѣры этого индикатора для внутренняго сгорания, слѣдующія:

діаметръ поршенька индикатора	= 10,1 мм. <sup>1)</sup>
наибольшій ходъ поршня	= 10 »
» » карандаша	= 70 »
діаметръ барабана	= 42 »
высота »	= 69 »
ходъ барабана (наиб. длина діагр.)	= 105 »



Черт. 16.



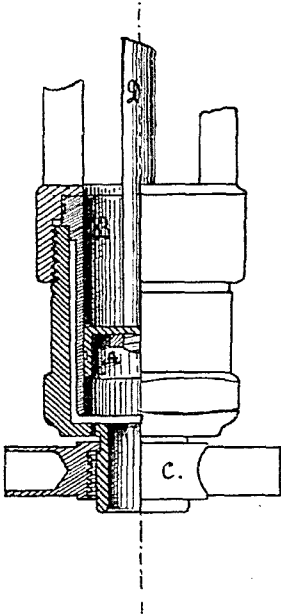
Черт. 17.

На черт. 19 представленъ индикаторъ Маипак'а въ Гамбургѣ, системы Willner'a, въ общемъ сходный въ главныхъ своихъ частяхъ съ индикаторомъ Schaeffer и Budeberg'a; особенностью его является вполнѣ открытое надъ не рабочей частью поршенька индикатора пространство, и слѣдовательно въ немъ не могутъ образовываться противудавленія, нарушающія

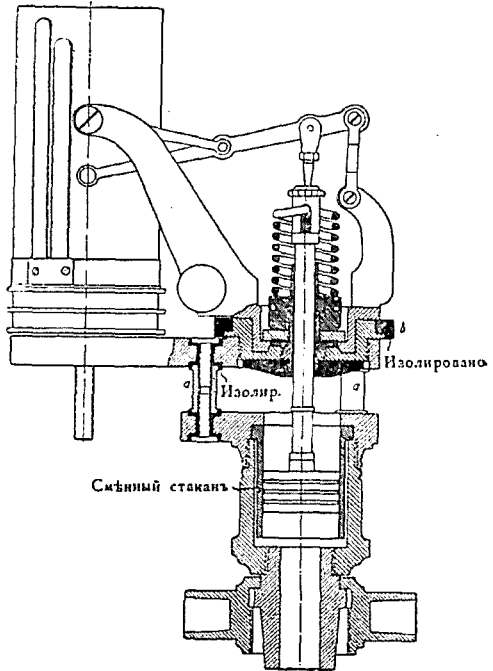
<sup>1)</sup> Нормальный индикаторъ для паровыхъ машинъ имѣетъ поршень (черт. 18) вдвое большій.

точность показанія индикатора; затѣмъ особенно тщательное вниманіе обращено на изоляцію пружины отъ цилиндра индикатора, препятствующей переходу тепла отъ поршня къ пружинѣ, почему масштаб пружины можно считать совершенно не измѣняющейся величиной при работѣ и провѣркѣ холоднымъ путемъ.

Однако необходимо замѣтить и отрицательную сторону системъ индикаторовъ съ открытой пружиной: именно работа пружины есть работа растяженія, а не сжатія, и значительныя усилія, передающіяся не непосред-



Черт. 18.



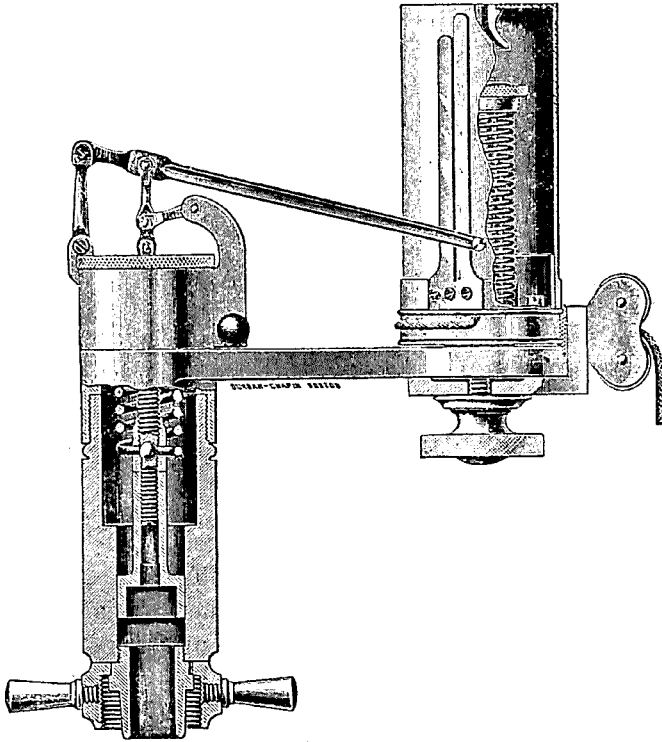
Черт. 19.

ственно на пружину, какъ это имѣетъ мѣсто въ обыкновенныхъ закрытыхъ индикаторахъ, а посредствомъ длиннаго тонкаго штока, могутъ легко изгибать послѣдній и производить заѣданіе, а слѣдовательно и вредныя тренія; этотъ случай однако достаточно ясно обнаруживается на снимаемыхъ диаграммахъ, какъ это мы увидимъ далѣе.

Индикаторъ Crosby (черт. 20) принадлежитъ къ типу легкихъ индикаторовъ, употребляемыхъ для быстроходныхъ машинъ отъ 350 оборотовъ въ минуту и выше, такъ какъ преднамѣренно легкая конструкція его сводитъ къ минимуму вліяніе инерціи быстро движущихся съ переменными скоростями массъ; благодаря этому индикаторомъ Crosby можно получить довольно правильныя, почти неискаженныя діаграммы даже съ очень быстроходныхъ машинъ.



Модель представленная на черт. 20 есть индикаторъ со ступенчатымъ цилиндромъ, специально для двигателей внутреннего сгорания; ступенчатый цилиндръ позволяетъ примѣнять поршни двухъ діаметровъ; именно, верхняя часть нормального діаметра для низкихъ давленій до 10—12  $\text{kg/cm}^2$ , а нижняя, половинной площади, для давленій отъ 15 до 40  $\text{kg/cm}^2$ ; такая конструкція удобна тѣмъ, что одна и та же индикаторная пружина



Черт. 20.

съ двумя различными поршнями годна и для низкихъ и для высокихъ давленій.

На черт. 21 представлена индикаторная пружина Crosby съ шаровымъ утолщеніемъ, весьма удобнымъ для сцѣпленія съ поршневымъ штокомъ.

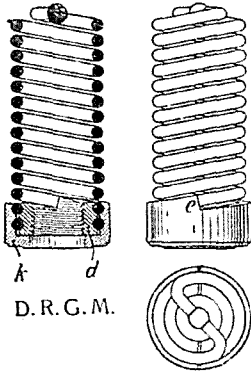
Пишущій механизмъ поразительно простъ и легокъ, причемъ отношеніе хода карандаша къ ходу поршня равно 6, а такъ какъ ходъ поршня равенъ 10 мм., то высота діаграммы получается въ предѣлахъ 50—55 мм.

На черт. 22 схематически показанъ пишущій механизмъ индикатора Crosby; онъ представляетъ въ сущности пантографъ, такъ какъ если вмѣсто серьги 15, вращающейся вокругъ неподвижной точки 21, вставить серьгу 15а, проведя ее параллельно плечу карандаша 16 черезъ точку 12,

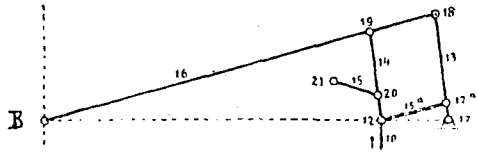
то любое движение этой последней будетъ точно передаваться карандашу *B* плеча 16 и притомъ строго пропорціонально.

А такъ какъ точка 12 есть конецъ штока нормального индикатора, имѣющаго лишь одно прямолинейное движение вверхъ и внизъ, то карандашъ *B*, въ предѣлахъ хода поршня будетъ также имѣть прямолинейное движение по образующей барабана, если послѣдній находится въ покоѣ.

Въ силу того, что точка 17а весьма близка къ точкѣ 17, цѣлесообразнѣе вмѣсто серьги 15а имѣть серьгу 15, точка вращения которой



Черт. 21.



Черт. 22.

выбрана такъ, что радиусъ кривизны пути точки 20 осуществляется въ границахъ хода поршня посредствомъ серьги 15.

Точки 17, 12 и *B* должны лежать на одной прямой, такъ какъ при этомъ движение конца *B* будетъ точно пропорціонально движению поршня индикатора.

Необходимыми принадлежностями индикаторовъ являются: индикаторные трехходовые краны и шнурки съ соединительными крючками.

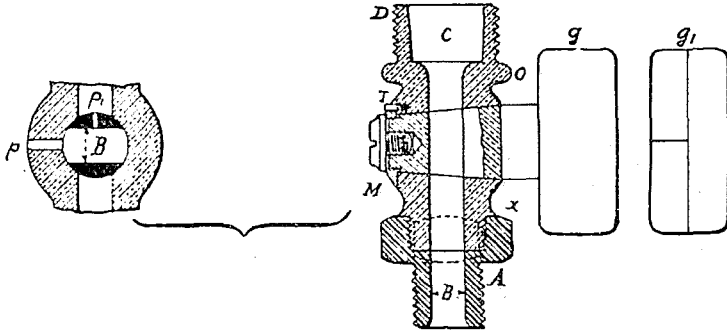
Какъ это видно изъ черт. 23, индикаторъ присоединяется къ цилиндру не непосредственно, а помощью крана *A*, имѣющаго двѣ нарѣзки: одну— для ввинчиванія въ тѣло цилиндра двигателя съ индикаторнымъ каналомъ, соединяющимъ вредное пространство съ индикаторомъ, другую— для наворачиванія на нее самого индикатора, помощью конической гайки *C* (черт. 10).

Индикаторный трехходовой кранъ (черт. 24) служитъ для трехъ манипуляцій при работѣ съ индикаторомъ:

1) разобщить индикаторъ отъ цилиндра (положеніе I-ое); въ этомъ положеніи пространство подъ поршнемъ индикатора сообщено съ атмосферой

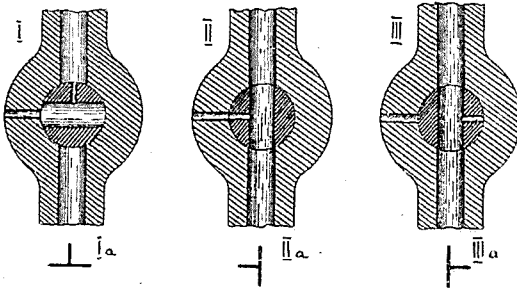
через небольшое отверстие «Р», и слѣдовательно карандашъ будетъ чертить на бумагѣ атмосферную линію;

2) продуть индикаторъ (положеніе II-ое); цилиндръ машины сообщается одновременно съ индикаторомъ и атмосферой и силою упругихъ газовъ влага, масло и случайный соръ выдувается черезъ «Р» наружу, очищая цилиндръ индикатора;

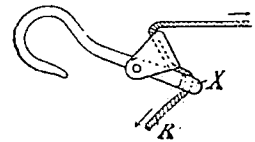


Черт. 23.

3) соединить индикаторъ съ цилиндромъ двигателя для снятія діаграммы (положеніе III-ье); цилиндръ машины сообщается при этомъ только съ индикаторомъ, и карандашъ индикатора чертитъ діаграмму, при условіи одновременнаго вращенія барабана отъ движенія поршня машины.



Черт. 24.



Черт. 25.

Положеніе рукоятки крана легко опредѣляется красною мѣткою на рукояткѣ изъ двухъ перпендикулярныхъ линій (Ia, IIa, IIIa).

Индикаторный кранъ долженъ быть плотно притертъ, легко и мягко проворачиваться рукою, и передъ установкой вычищенъ и смазанъ цилиндрическимъ масломъ.

Намъ остается сказать нѣсколько словъ о шнуркахъ, соединяющихъ индикаторный барабанъ съ ходоуменьшителемъ (индикаторнымъ приводомъ); какъ уже было упомянуто, соединеніе производится шнуркомъ, раздѣленнымъ гдѣ-либо на пути крючкомъ, чтобы имѣть возможность разобщать

барабанъ отъ машины и останавливать для снятія и надѣванія бумаги; шнуръ долженъ быть тннутый, лучшихъ англійскихъ сортовъ, чтобы при вытягиваніи не искажать діаграммы; крючокъ представленъ на черт. 25, удобный тѣмъ, что захватываетъ шнуръ безъ узла, не сдавая при натягиваніи при работѣ.

б) Повѣрка индикаторныхъ пружинъ.

Ясно само собой, что величина ординатъ, которыя чертитъ карандашъ индикатора, только тогда можетъ служить показателемъ давленій газовъ въ изслѣдуемой машинѣ, когда извѣстнъ точный масштабъ пружины для даннаго діаметра поршенька индикатора и для даннаго соотношенія между ходомъ карандаша и ходомъ поршенька.

Такимъ образомъ масштабомъ индикаторной пружины можно назвать ту длину вертикальнаго отрѣзка прямой, вычерчиваемой карандашемъ на бумагѣ барабана, которая соотвѣтствуетъ измѣненію давленія на поршень индикатора въ 1 klg на кв. см. <sup>1)</sup>.

Передвиженіе карандаша будетъ разумѣется строго пропорціонально передвиженію поршенька индикатора, если въ парницахъ передаточнаго механизма не будетъ мертваго хода; что же касается сжатія и растяженія пружинъ, то несмотря на повѣрку, хотя бы очень тщательную, тѣхъ мастерскихъ, гдѣ ихъ изготовляютъ, нѣтъ ручательства, что показанный на самихъ пружинахъ масштабъ неизмѣнно сохраняется.

Поэтому на цифру, показанную на каждой пружинѣ, слѣдуетъ смотрѣть только какъ на масштабъ для соотвѣтствующаго выбора пружины къ испытуемому цилиндру; для вычисленій же этимъ масштабомъ пользоваться не рекомендуется.

Масштабъ пружины выражается въ mm. на 1 klg/cm<sup>2</sup>; т.-е. если на пружинѣ сдѣлана мѣтка «5 mm.», то это обозначаетъ, что штифтъ карандаша даетъ вертикальный отрѣзокъ ординаты, высотой въ 5 mm. при измѣненіи давленія подъ поршенькомъ индикатора на 1 klg/cm<sup>2</sup>.

Кромѣ этой цифры на головкѣ пружины обыкновенно выдавлена другая въ «klg.»,—напримѣръ, «10 klg.»; это обозначаетъ, что такая пружина, при нормальномъ діаметрѣ поршня индикатора, годна для наивысшихъ давленій, — въ 10 klg. на кв. см., что при масштабѣ въ 5 mm. даетъ наибольшую высоту діаграммы:

$$5 \text{ mm.} \times 10 \text{ klg/cm}^2 = 50 \text{ mm.};$$

употребленіе такой пружины для давленія  $> 10 \text{ klg/cm}^2$ , во-первыхъ, даетъ слишкомъ высокую діаграмму, не помѣщающуюся на бумагѣ индикатора,

---

<sup>1)</sup> Метрическая атмосфера = 735 mm. ртутнаго столба = 10000 mm. водинога столба.

а, во-вторыхъ, завѣдомо исказить масштабъ пружины вѣрный лишь въ извѣстныхъ предѣлахъ сжатія и растяженія.

Не бесполезно пользоваться слѣдующей таблицей для выбора пружины, не только руководясь максимальнымъ давленіемъ, но и соразмѣряя пружину съ числомъ оборотовъ машины <sup>1)</sup>; мы увидимъ, что при большихъ числахъ оборотовъ слабыя пружины даютъ волнистыя діаграммы съ затухающими колебаніями.

Размѣры діаграммы при:

число оборотовъ:	въ	110;	200;	300;	400	въ минуту;
высота $h$	=	45;	42;	40;	35	mm. max.
длина $l$	=	85;	80;	75;	70	»

Отсюда, если начальное давленіе испытываемаго цилиндра  $= P$  klg/cm<sup>2</sup>, то масштабъ пружины долженъ быть равенъ, или быть немного меньше:

$$\frac{h}{P} = \text{mm.} \dots \dots \dots (21)$$

Произведя выборъ пружины, необходимо провѣрить ея номинальный масштабъ, для чего существуютъ способы, динамическій и статическій.

Первый способъ повѣрки масштаба состоитъ въ опредѣленіи послѣдняго помощью такихъ приборовъ, при употребленіи которыхъ индикаторъ и его пружина находятся въ условіяхъ приблизительно одинаковыхъ съ условіями работы индикатора.

Эти способы носятъ чисто лабораторный характеръ и требуютъ дорого стоящихъ приборовъ; для испытаній текущихъ, и даже періодическихъ, въ заводской обстановкѣ электрическихъ станцій, можно вполне ограничиться способами статическими, т.-е. такими, гдѣ масштабъ пружины провѣряется или даже опредѣляется, подвергая послѣднюю дѣйствию постояннаго давленія или опредѣленнаго груза.

Въ первомъ случаѣ (опредѣленіе масштаба давленіемъ на поршень), индикаторъ съ испытываемою пружиною соединяють съ особымъ котелкомъ съ водою, подогреваемымъ регулируемою горѣлкою; при этомъ получаютъ рядъ, сначала возрастающихъ давленій паровъ воды, а потомъ убывающихъ, отмѣчаемыхъ контрольнымъ манометромъ.

Нанесеніемъ на бумагѣ индикатора нитѣйфомъ пишущаго механизма ряда черточекъ <sup>2)</sup>, получимъ непосредственно измѣряемая разстоянія между

<sup>1)</sup> Инерція частей индикатора проявляется тѣмъ сильнѣе, чѣмъ слабѣе пружина.

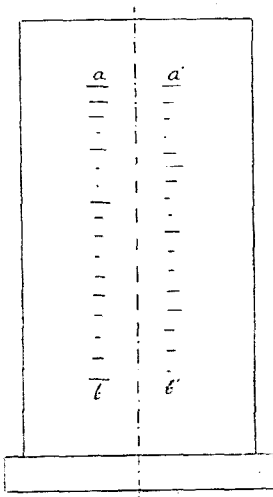
<sup>2)</sup> Поворотомъ отъ руки барабана съ индикаторной бумагой.

черточками, соответственно измененій давленій, напримѣръ, черезъ одну, или двѣ метрическихъ атмосферы (черт. 26). Параллельно будемъ имѣть:

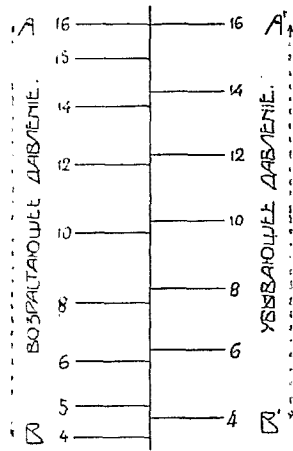
рядъ черточекъ  $a'b'$  при убывающихъ давленіяхъ и  
 » »  $ab$  » возрастающихъ » ,

а отсюда получимъ необходимыя цифры для опредѣленія средняго и истиннаго масштабовъ индикаторной пружины.

Подъ первымъ понятіемъ мы будемъ подразумѣвать (черт. 27) частное отъ дѣленія всего разстоянія  $AB$  въ мм., на разность показаній контрольного манометра; еще точнѣе брать среднее изъ двухъ частныхъ масшта-



Черт. 26.



Черт. 27.

бовъ, опредѣленныхъ по убывающимъ давленіямъ  $A'B'$ , и по возрастающимъ давленіямъ  $AB$ .

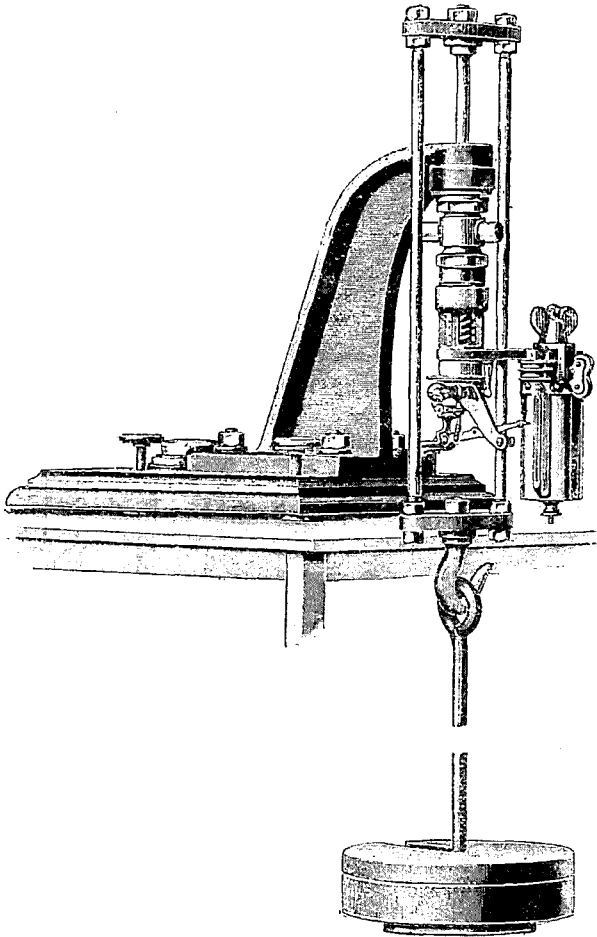
Истинный масштаб — есть масштаб измѣренный для каждой разности давленій въ  $1 \text{ kg/cm}^2$ , непосредственнымъ отсчетомъ, напримѣръ, между  $14$  и  $15 \text{ kg/cm}^2$ , и между  $5$  и  $6 \text{ kg/cm}^2$ ; такъ какъ эти масштабы не будутъ равны точно между собою, то отношеніе ихъ будетъ характеризовать равномерность упругости пружины.

Сильныя пружины (отъ  $5 \text{ mm}$ . и менѣе) обыкновенно достаточно равномерны и можно ограничиться среднимъ масштабомъ; слабыя пружины, наоборотъ, весьма неравномерны и опредѣленіе истиннаго масштаба можетъ внести существенную поправку въ опредѣленіе площадей діаграммы.

Способъ только-что описанный имѣетъ то преимущество, что пружина индикатора прогрѣвается приблизительно до тѣхъ же температуръ, при которыхъ происходитъ снятіе діаграммъ <sup>1)</sup>, но это преимущество, вообще

<sup>1)</sup> Хотя это вѣрно лишь для паровыхъ машинъ съ насыщеннымъ паромъ.

говоря, цѣнно только въ случаяхъ употребленія индикаторовъ съ закрытою пружиною; а такъ какъ мы рекомендовали употребленіе индикаторовъ съ открытою пружиною, въ особенности для двигателей внутреннего сгорания, то слѣдуетъ предпочесть второй способъ статическаго калиброванія — подвѣской опредѣленныхъ грузовъ, какъ наиболѣе простой и удобной на станціяхъ.

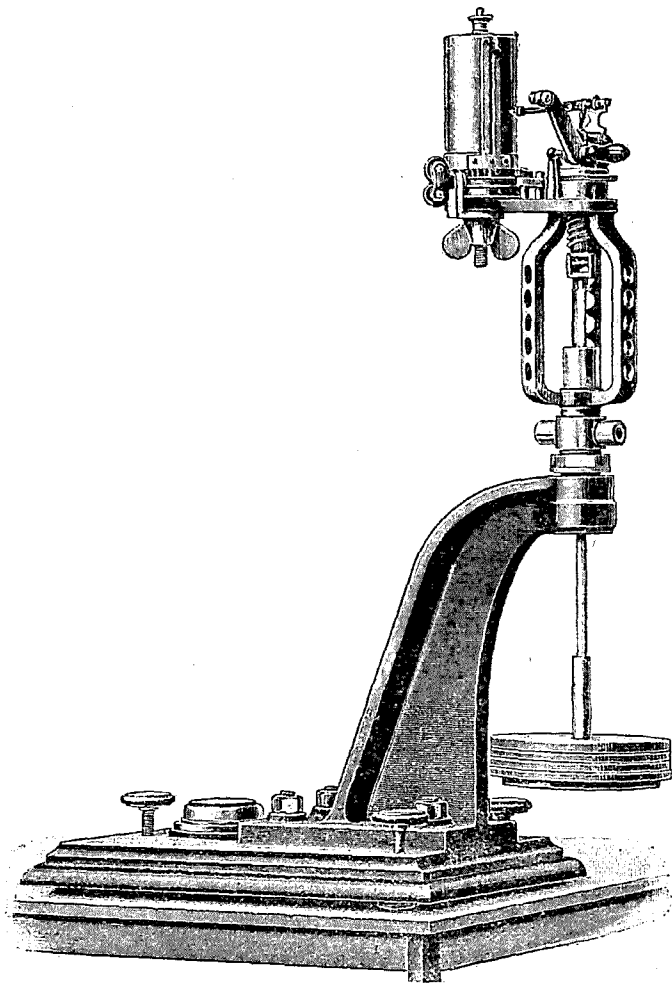


Черт. 28.

Однимъ изъ хорошихъ сторонъ этого способа является отсутствіе вліянія тренія, такъ какъ при нагрузкѣ пружинъ грузами, индикаторъ и пружина подвергается непрерывно сотрясеніямъ, а, слѣдовательно, опредѣленіе масштаба ближе къ условіямъ работы индикатора.

На черт. 28 и 29 представленъ приборъ для опредѣленія масштаба при растяженіи пружины (для давленій  $<$  атмосферныхъ), и при сжатіи

(при давленій  $>$  атмосферныхъ). Процедура опредѣленія масштаба совершенно идентична со способомъ описаннымъ выше: надѣвають на барабанъ индикаторную бумагу, отводятъ штифтъ, нагружаютъ соответствующимъ грузомъ пружину, и когда пружина придетъ въ состояніе покоя, прижимаютъ легко штифтъ къ бумагѣ, а рукою за шнурокъ барабана; послѣдній



Черт. 29.

проворачиваютъ; затѣмъ накладываютъ слѣдующій грузъ, вычерчиваютъ вторую черту и т. д.

Необходимо упомянуть, что грузы калиброваны для нормального поршенька индикатора въ 20 мм. діаметромъ, съ расчетомъ примѣнять давленіе на 1 klg на кв. см. поршня; если калибруется пружина для индикатора, имѣющаго поршень другого діаметра, напр., 10 мм., какъ это

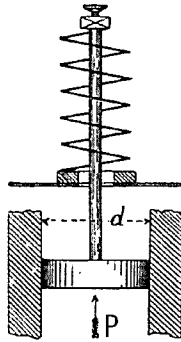


мы имѣемъ для индикаторовъ высокихъ давленій, или англійскихъ (Crosby), гдѣ діаметръ измѣренъ въ дюймахъ, то необходимо сдѣлать небольшой подсчетъ, помня, что давленіе, соответствующее 1 klg/cm<sup>2</sup> получится для нормальнаго поршня въ 20 mm. отъ груза равнаго  $\frac{\pi \cdot 2^2}{4} = 3,14$  klg (черт. 30); дѣйствительно полное давленіе

$$P \text{ klg} = (\text{площади поршня въ cm}^2) \times 1 \text{ klg} = \frac{\pi \cdot 2^2}{4} \cdot 1 = 3,14 \text{ klg},$$

а для 10 mm. поршня:

$$P' \text{ klg} = \frac{\pi \cdot 1^2}{4} \times 1 = 0,705 \text{ klg};$$



Черт. 30.

вообще для  $d$  см. діаметръ поршня:

$$P_d \text{ klg} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \times 1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \text{ klg} . . . . . (22)$$

Имѣя, слѣдовательно, одни и тѣ же грузы, необходимо брать отношеніе  $\left(\frac{Pd}{P \text{ klg}}\right)$  для полученія мѣры давленій между черточками, наносимыми на бумагѣ.

Необходимо помнить, что не слѣдуетъ придавать особенное значеніе опредѣленіямъ истинныхъ масштабовъ пружиць съ цѣлью полученія по диаграммамъ среднихъ давленій или площадей, такъ какъ весь индикаторъ является приборомъ съ порядкомъ точности въ предѣлахъ 2—3% не менѣе; дѣйствительно, мы имѣемъ слѣдующія неточности, устраненіе которыхъ почти невозможно, а суммирование даетъ замѣтную ошибку:

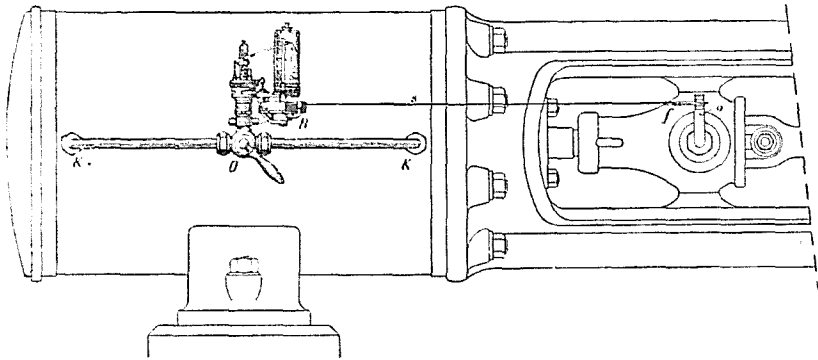
1) діаметръ поршня индикатора увеличивается при работахъ на горячихъ газахъ, противъ діаметра въ холодномъ состояніи <sup>1)</sup>;

<sup>1)</sup> Это увеличеніе приблизительно оцѣнивается на каждыя 100° С. въ 0,15%.

2) треніе индикаторнаго поршня мѣняется съ количествомъ смазки, составомъ газовъ (или пара перегрѣтаго, насыщеннаго), наконецъ оно мѣняется съ изнашиваніемъ индикатора;

3) пишущій механизмъ настолько нѣженъ, что возможны всегда легкія деформаціи системы рычажковъ; нажатіе карандаша въ большей или меньшей степени даетъ измѣняющееся треніе, уменьшая площадь діаграммы; мертвый ходъ въ шарнирахъ пишущаго механизма увеличиваетъ эту площадь; толщина начерченной діаграммы не позволяетъ точно планиметрировать послѣднюю; вліяніе натягивающагося шнурка и наконецъ инерція движущихся частей также представляютъ источники искаженія діаграммъ.

Можно было бы привести многочисленныя попытки вводить тѣ или другія поправки въ полученныя діаграммы, но эти попытки въ большинствѣ



Черт. 31.

случаевъ не имѣютъ практической цѣнности, представляя теоретическій интересъ изслѣдованія самого прибора; для нашихъ цѣлей важно избѣгать такихъ неправильностей въ установкѣ индикатора, которыя давали бы замѣтно искаженныя діаграммы и повышали бы неточность прибора болѣе чѣмъ на 2—3<sup>0</sup>/<sub>0</sub>.

Въ этомъ отдѣлѣ является вполне умѣстнымъ перечислить основныя правила установки и обращенія съ приборомъ, которыя можно назвать «обязательными».

1) Передъ установкой вычистить индикаторъ, смазавъ поршень небольшой каплей костяного, или жидкаго цилиндраваго масла; шарниры пишущаго механизма смазывать не слѣдуетъ, во избѣжаніе прилипанія пыли и грязи;

2) установить индикаторный кранъ по возможности ближе къ цилиндру безъ изгибовъ и длинныхъ соединеній; установка, подобная черт. 31 <sup>1)</sup>,

<sup>1)</sup> Для одноцилиндровой паровой машины.

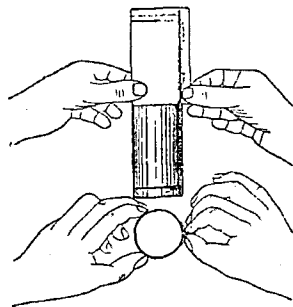
гдѣ однимъ индикаторомъ пользуются для обоихъ концовъ парового цилиндра, не рекомендуется, такъ какъ потери давленія чрезъ длинныя трубки, колѣна и трехходовой кранъ могутъ достигать 10%;

3) выбрать правильно пружину по наибольшему давленію и числу оборотовъ;

4) навинчивать ее плотно, но безъ особыхъ усилій, укрѣпивъ плотно гайкой;

5) заточить металлическій карандашъ тонко, но не остро, чтобы не рвать бумаги; графитовый карандашъ затачивать остро и нѣсколько разъ при работѣ;

6) брать индикаторъ за его раму; при отвинчиваніи индикатора отъ индикаторнаго крана помнитъ, что онъ горячій и не скоро остываетъ;



Черт. 32.

7) бумагу для металлическаго карандаша брать мѣловую; надѣвать на барабанъ только при остановкѣ, загнуть одинъ край, вставивъ его на  $\frac{1}{3}$  барабана подъ болѣе длинную пружину барабана  $f$  (черт. 10); затѣмъ обернувъ бумагу вокругъ барабана, заложить ее подъ другую пружинку  $f'$ ; двумя пальцами одной руки и двумя другой, плотно надѣть бумагу (черт. 32); бумага должна плотно прилегать къ барабану, не пузыряться;

8) при снятіи діаграммы поставить индикаторный кранъ на линію атмосферы (I положеніе), продуть индикаторъ (II положеніе), затѣмъ снять діаграмму (III положеніе), обводя ее не болѣе 2 разъ, чтобы не утолщать линій обвода;

9) по остановкѣ барабана снять бумагу, сдѣлавъ на ней всѣ необходимыя отмѣтки, т.-е. №, время, число оборотовъ, № цилиндра, электрическую нагрузку въ  $klw$ , давленіе пульверизирующаго воздуха;

10) употреблять нинурки только предварительно тянутые грузами;

11) при засореніи поршня индикатора <sup>1)</sup>, снять и прочистить индикаторъ;

<sup>1)</sup> См. § 12, неправильныя діаграммы.

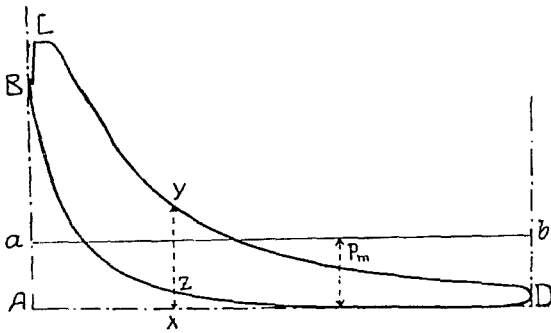
12) вообще провѣрять: а) параллельность оси барабана съ осью индикатора; б) отсутствие мертвого хода въ шарнирахъ пишущаго механизма; б) правильность длины шнурка, т.-е. не упирается ли штифтъ карандаша въ пружинки  $f$  и  $f'$ ;

13) при полученіи подозрительной діаграммы, провѣрить индикаторъ п-его части;

14) при окончаніи работы снять индикаторъ, вычистить и смазать его передъ укладкой въ ящикъ; не забывать укладывать въ тотъ же ящикъ всѣ вспомогательныя части и инструменты на свои мѣста.

в) Вычисленіе діаграммъ и планиметрированіе ихъ.

Было уже указано выше, что площадь индикаторной діаграммы, абсциссы которой пропорціональны ходу поршня, а ординаты представляютъ



Черт. 33.

давленія газовъ въ каждой точкѣ хода, выраженыя въ  $\text{kg}$  на кв. см. площади поршня. даетъ такъ называемую индикаторную работу газовъ въ цилиндрѣ машины.

Пусть (черт. 33),  $\overline{BCyDz}$  есть снятая индикаторомъ діаграмма; въ какой-либо точкѣ хода « $x$ », на разстояши  $Ax$  отъ начала хода (мертвой точки), давленіе на кв. см. поршня двигателя равно  $xy \text{ kg}$ ; отсюда ясно, что площадь  $\overline{ABCyDxA}$ —есть положительная работа газовъ при третьемъ (§ 1) «рабочемъ» ходѣ поршня.

При обратномъ, второмъ (§ 1) ходѣ поршня, на послѣдній дѣйствуютъ давленія, противодействующія <sup>1)</sup> движенію поршня, а слѣдовательно площадь  $\overline{DxAzD}$ —есть отрицательная работа сжатія воздуха; разность площадей:

$$\overline{ABCyDxA} - \overline{DxAzD} = \text{площади } \overline{BCyDzB},$$

представляющей полезную, индикаторную, работу за два хода поршня туда и обратно.

<sup>1)</sup> Работа совершается за счетъ живой силой маховика двигателя, запасенной при «рабочемъ» ходѣ.

Прямая  $DA$  четвертаго (§ 1) хода и почти совпадающая съ нею  $AD$ —перваго (§ 1) хода, въ свою очередь совпадаютъ съ атмосферной линіей, почему работу выталкиванія отработанныхъ газовъ и засасыванія воздуха можно считать равной нулю; ниже (§ 11) мы увидимъ, что такое предположеніе неевовѣрно точно и что работа выталкиванія газовъ и засасыванія воздуха, вообще говоря, не равна нулю и должна вычитаться изъ полезной работы газовъ, но для діаграммъ, снятыхъ съ весьма сильной пружинной, разности давленій выталкиванія и засасыванія настолько ничтожны, что прямая  $AD$  и  $DA$  почти сливаются другъ съ другомъ и практическое опредѣленіе площади  $\overline{ADDA}$  невозможно.

Величины  $yz$ , т.-е. давленія, являются переменными въ функціи отъ хода поршня, и полезная работа можетъ быть выражена разностью интеграловъ:

$$\int_0^{AD} yx \cdot dx - \int_0^{AD} zx \cdot dx = \int_0^{AD} (yx - zx) \cdot dx = \int_0^{AD} yz \cdot dx \quad . \quad . \quad (23)$$

Этотъ интегралъ однако можно замѣнить площадью прямоугольника, высота котораго будетъ равна среднему значенію « $yz$ », а длина полному ходу  $AD$ , т.-е.:

$$\int_0^{AD} yz \cdot dx = p_m \cdot AD, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

гдѣ  $p_m = Aa =$  среднему полезному давленію въ  $\text{kg/cm}^2$ , а  $AD$  въ метрахъ = полному ходу поршня двигателя.

Напримѣръ, для діаграммы черт. 33, снятой съ одного цилиндра двигателя Дизеля пружинной, масштабъ которой =  $1 \text{ mm.} = 1 \text{ kg/cm}^2$ , при давленіи сжатія  $AB = 31 \text{ kg/cm}^2$ , средняя разность давленій  $p_m = 8,64 \text{ kg/cm}^2$ , и прямоугольникъ  $\overline{abAD}$  равновеликъ площади діаграммы.

Такъ какъ  $p_m$  выражено въ  $\text{kg/cm}^2$ , а  $AD$ —въ метрахъ, то площадь  $p_m \cdot AD$  представляетъ полезную работу газовъ за 4 такта въ  $\text{kg-метрахъ}$  на кв. см. площади поршня; величину хода  $AD$  получаютъ прямо по чертежамъ машины.

Если обозначить вообще величину хода черезъ  $L$  mtr.; площадь поршня черезъ  $S$   $\text{cm}^2$ ; и число двойныхъ ходовъ въ минуту (сжатія и расширенія), или, что одно и то же—число оборотовъ черезъ  $N$ , то получимъ, что полезная работа въ секунду, или мощность развитая данной стороной испытуемаго цилиндра двигателя въ лошадиныхъ силахъ равна:

$$W_i = \frac{p_m \cdot L \cdot S}{75} \cdot \frac{N}{60} \cdot \frac{1}{n}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

гдѣ « $n$ »—число, зависящее отъ числа тактовъ машины; объяснимъ это на примѣрной діаграммѣ нормального четырехтактнаго двигателя Дизеля.

Вспомнимъ (§ 1), что изъ четырехъ ходовъ или тактовъ, т.-е. за два оборота вала, только одинъ ходъ является рабочимъ, второй и третій выталкивающій и засасывающій, а четвертый—сжимающій засосанный воздухъ; такъ какъ среднее полезное давленіе  $p_m$  опредѣлено по двумъ ходамъ: первому и четвертому, а машина за это время сдѣлала 4 хода, то выраженіе:

$$\left( \frac{p_m \cdot L \cdot S \cdot N}{75 \cdot 60} \right)$$

необходимо раздѣлить на 2, т.-е. на отношеніе числа тактовъ за періодъ процесса къ числу рабочихъ (положительнаго и отрицательнаго) тактовъ индикаторной діаграммы, т.-е.

$$n = \frac{4}{2} = 2.$$

Для двутактной машины

$$n = \frac{2}{2} = 1;$$

для паровой машины <sup>1)</sup>

$$n = \frac{2}{2} = 1.$$

Такъ какъ въ двигателяхъ Дизеля рабочей частью цилиндра является лишь верхняя часть, нижняя открыта, то выраженіе

$$W_i = \frac{p_m \cdot L \cdot S \cdot N}{75 \cdot 60 \cdot 2}$$

представляетъ работу въ секунду одного цилиндра; для многоцилиндровыхъ двигателей съ  $P$  цилиндрами, полная мощность равна:

$$\sum_P W_i,$$

гдѣ  $p_m$  могутъ отличаться между собою.

Обыкновенно произведеніе:

$$\left( \frac{S \cdot L}{60 \cdot 75 \cdot 2} \right) = C \dots \dots \dots (26)$$

называется постоянной цилиндра, а если ввести сюда и среднее число оборотовъ  $N$ , то выраженіе мощности равно:

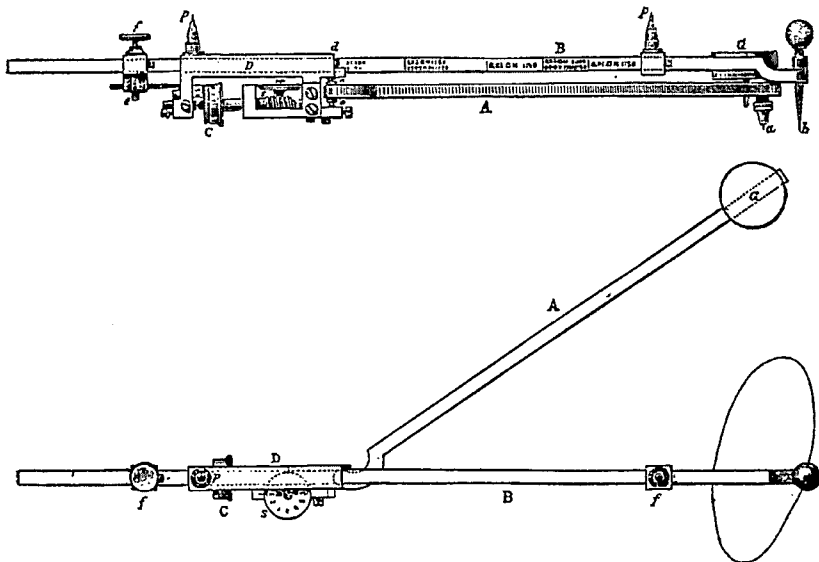
$$\sum_P W_i = C \cdot N_{\text{сред.}} \cdot \sum_P p_m \dots \dots \dots (27)$$

<sup>1)</sup> Верхней или нижней части какого-либо цилиндра.

Такъ какъ  $C$  вычисляется по чертежамъ машины, или измѣряется на манинѣ непосредственно, а  $N_{\text{сред.}}$  получается по счетчикамъ оборотовъ, то въ діаграммахъ приходится вычислять линіи одни среднія давленія  $p_m$ , что можно произвести или по правилу Симпсона, или, проще, помощью планиметрированія какимъ-либо планиметромъ, изъ которыхъ наиболѣе распространеннымъ является планиметръ Амслера.

Обводомъ, укрѣпленной на столѣ діаграммы, получаютъ или площади, или непосредственно среднія давленія  $p_m$ . Приводимъ, полноты ради, описаніе и теорію планиметра Амслера изъ сочиненія Дея «Индикаторъ» <sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Планиметръ Амслера. На черт. 34 представленъ видъ этого прибора сбоку и въ планѣ. Онъ состоитъ изъ трехъ главныхъ частей: счетнаго колеса  $C$ , рычага  $A$  съ плгой  $a$  на концѣ и рычага  $B$  со штифтомъ  $b$ , который можно передвигать въ



Черт. 34.

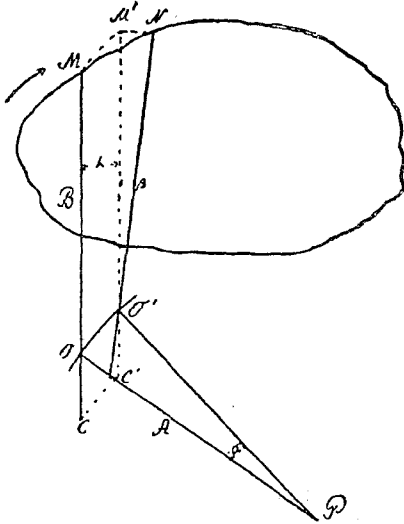
скобѣ  $D$  и закрѣплять въ желаемомъ положеніи зажимнымъ винтомъ  $f$ , причемъ для малыхъ перемѣщеній этого рычага служитъ микрометрическій винтъ  $e$ . Та же скоба  $D$  служитъ для поддерживанія оси счетнаго колеса  $C$ , которая параллельна рычагу  $B$ . Что касается рычага  $A$ , то онъ соединяется съ остальными двумя частями прибора при помощи оси вращенія  $oo$ , находящейся въ одной вертикальной плоскости съ осью счетнаго колеса и на продолженіи грани  $d$  скобы  $D$ . Вращеніе счетнаго колеса передается при помощи червяка горизонтальному диску  $S$ , раздѣленному по окружности на 10 частей; при одномъ оборотѣ счетнаго колеса дискъ поворачивается на 1 дѣленіе, у самаго счетнаго колеса окружность раздѣлена на 100 частей и кромѣ того имѣется нониусъ, по которому можно отсчитывать тысячныя доли его оборота.

Чтобы объяснить, какъ опредѣляются этимъ приборомъ среднія ординаты индикаторныхъ діаграммъ, изложимъ сначала его элементарную теорію. Прежде всего надо сказать, что приборъ этотъ, какъ и всѣ планиметры, имѣетъ своимъ общимъ назначеніемъ измѣреніе площадей кривыхъ фигуръ.

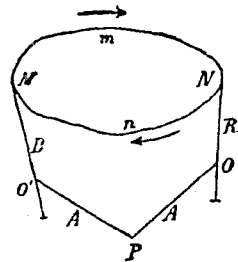
Было уже равѣе упомянуто, что для нашихъ цѣлей желательнo опредѣленіе средней величины давленія  $p_m$ , или средней разности ординатъ ( $yx - yz$ );

При его примѣненіи закрѣпляютъ иглу  $a$  неподвижно въ какой-нибудь точкѣ,—лучше всего въѣ фигуры, площадь которой измѣряется,—и прижимаютъ ее грузомъ  $G$ ; штифтомъ же  $b$  обводятъ контуръ фигуры, начавъ отъ какой-либо произвольной точки и окончивъ въ ней же; очевидно, при этомъ рычагъ  $A$  будетъ вращаться около своей неподвижно закрѣпленной иглы  $a$ , а счетное колесо будетъ катиться вращаясь то въ ту, то въ другую сторону. Относительно движенія этого колеса замѣтимъ слѣдующее: при поступательномъ перемѣщеніи рычага  $B$  перпендикулярно осп счетнаго колеса, послѣднее катится очевидно безъ скольженія описывая дугу, равную разстоянію между двумя положеніями рычага; при поступательномъ перемѣщеніи по направленію, наклонному въ осп счетнаго колеса, послѣднее одновременно катится и скользитъ, описывая опять дугу, равную разстоянію между двумя положеніями рычага; наконецъ, при вращеніи рычага  $B$  около неподвижной точки, когда рычагъ  $A$  остается неподвижнымъ, счетное колесо катится безъ скольженія и описываетъ дугу, равную разстоянію колеса до точки вращенія, умноженному на уголъ поворота рычага.

Разсмотримъ теперь два очень близкихъ положенія прибора  $POM$  и  $PO'N$  черт. 35 когда обвели штифтомъ  $b$  элементарную дугу  $MN$  кривой фигуры;  $P$ —неподвижная



Черт. 35.



Черт. 36.

точка закрѣпленія иглы  $a$  и  $O$ —ось сочлененія рычаговъ  $A$  и  $B$  прибора. Разложимъ это перемѣщеніе планиметра на два: положимъ сначала рычагъ  $A$  повернулся на уголъ  $\alpha$ , а рычагъ  $B$  двигался при этомъ поступательно и пришелъ въ положеніе  $M'O'$ , описавъ своими концами дуги  $MM'$  и  $CO'$ , одинаковыя съ дугой  $OO'$ , описанной концомъ рычага  $A$ ; затѣмъ послѣдній оставался неподвижнымъ, а рычагъ  $B$  повернулся около точки  $O'$  на уголъ  $\beta$  описавъ дугу  $M'N'$ . Очевидно, при первомъ поступательномъ перемѣщеніи рычага  $B$  изъ положенія  $MO$  въ положеніе  $M'O'$  счетное колесо катилось и повернулось на дугу, равную разстоянію  $h$  между этими двумя положеніями, а при вращеніи рычага  $B$  колесо катилось по противоположному направленію и повернулось на дугу  $r\beta$  ( $r$  его разстояніе до оси  $O$  сочлененія рычаговъ). Въ дѣйствительности,



слѣдовательно удобнѣе пользоваться планиметромъ, устанавливая его ножки  $pp_1$  (черт. 35) по длинѣ діаграммы, для чего проводятъ по угольнику перпендикулярно къ атмосферной линіи двѣ касательныхъ, и отсчетъ

при движеніи штифта прибора по дугѣ  $MN$  счетное колесо, вращаясь въ ту или другую сторону, повернется окончательно на дугу  $u = h - \rho\beta$ .

При разсматриваемомъ перемѣщеніи рычаги планиметра описываютъ элементарную площадь  $POMNO'P$ , которую для вычисленія ея величины, замѣнимъ тремя площадями:  $MM'O'O$ ,  $M'O'N$  и  $OPO'$ , величины которыхъ будутъ очевидно таковы, если длины рычаговъ  $A$  и  $B$  обозначимъ чрезъ  $R_1$  и  $R_2$ :

$$MM'O'O = R_2 h, \quad M'O'N = \frac{1}{2} R_2^2 \beta, \quad OPO' = \frac{1}{2} R_1^2 a.$$

Отсюда

$$\square POMNO'P = R_2 h + \frac{1}{2} R_1^2 a + \frac{1}{2} R_2^2 \beta$$

или, подставляя сюда вмѣсто  $h$  ея величину  $u + \rho\beta$  изъ вышеприведеннаго выраженія,

$$\square POMNO'P = R_2 u + R_2 \rho \beta + \frac{1}{2} R_1^2 a + \frac{1}{2} R_2^2 \beta.$$

Точно также выразятся очевидно площади, описанныя рычагами и при дальнѣйшихъ элементарныхъ перемѣщеніяхъ штифта по кривой. При обводѣ нѣкоторой части контура послѣдней, напримѣръ, между точками  $M$  и  $N$  (черт. 36) на пути  $MmN$  рычаги будутъ поворачиваться въ одну сторону, а на остальной части пути  $NnM$  до начальной точки  $M$ —въ обратную; при прохожденіи первой части пути рычаги опишутъ площадь  $MmNOPO'$ , а при прохожденіи второй, площадь  $NnMO'PO$  и совокупность этихъ площадей очевидно выразится такъ:

$$S = R_2 U + R_2 \rho \sum \beta + \frac{1}{2} R_1^2 \sum a + \frac{1}{2} R_2^2 \sum \beta.$$

гдѣ  $U$  полная дуга поворота счетнаго колеса при обводѣ всего контура. Такъ какъ приборъ по обводѣ всего контура возвращается въ свое первоначальное положеніе, то суммы  $\sum a$  и  $\sum \beta$  описанныхъ его рычагами угловъ, будутъ очевидно равны нулю, а потому выраженіе для площади  $S$  приметь простой видъ  $S = R_2 U$ .

Теперь посмотримъ, что представляютъ собою площади, описанныя рычагами при обводѣ контура  $MmNnM$ . При прохожденіи штифта по верхней части контура, рычаги описываютъ площади  $MmNO'PO$ , которая состоитъ изъ площади кривой  $NM$  и площади  $MnNOPO'$ ; при прохожденіи нижней части рычаги описываютъ площадь  $NnMO'PO$ , т.-е. ту же площадь во  $MnNOPO'$ , взятую въ обратномъ направленіи и, слѣдовательно, входящую въ сумму съ обратнымъ знакомъ. Итакъ, въ суммѣ получается только площадь  $NM$ , ограниченная кривою линіей, и эта площадь равна произведенію  $UR_2$  отсчету на счетномъ колесѣ планиметра на длину его рычага  $B$ .

Теперь не трудно понять какъ производится этимъ планиметромъ опредѣленіе средней ординаты пндикаторныхъ діаграммъ. Обведя штифтомъ  $b$  прибора діаграмму, мы по отсчету счетнаго колеса, умноженному на длину рычага  $B$ , найдемъ ея площадь, которая равна ея длинѣ (между крайними ординатами), умноженной на среднюю ординату, т.-е. если обозначить послѣднюю черезъ  $H$ , а длину діаграммы чрезъ  $L_1$  получимъ

$$R_2 U = LH.$$

въ единицахъ нониуса, умноженіемъ его на коэффициентъ планиметра даетъ прямо величину  $p_m$  въ mm.; затѣмъ дѣленіемъ  $p_m$  mm. на масштабъ пружины находимъ  $p_m$  въ klg/cm<sup>2</sup> <sup>1)</sup>.

Всегда желательно передъ планиметрированіемъ провѣрить коэффициентъ планиметра слѣдующимъ образомъ: на листѣ бѣлой, плотной бумаги чертятъ тонко правильный прямоугольникъ, определенной высоты, напр. 40 mm. и какой-либо длины (порядка длины діаграммы); установивъ точно ножки  $pp_1$  = длинѣ прямоугольника, по линейкѣ дѣлаютъ два—три полныхъ обвода; если отсчетъ въ единицахъ нониуса =  $N$ , тогда коэффициентъ планиметра равенъ:

$$2 \text{ обвода} \times \frac{40}{N} = k;$$

пусть  $N = 1342$ , значитъ

$$\frac{2 \times 40}{1342} = 0,0597,$$

противъ нормального 0,06, съ ошибкой менѣе, чѣмъ:

$$\frac{0,0003}{0,06} = 0,5\%,$$

а такъ какъ точность самой діаграммы во всякомъ случаѣ болѣе 1%, то можно въ данномъ частномъ случаѣ принять коэффициентъ  $k = 0,06$  безъ ущерба для результатовъ испытанія; только въ случаяхъ, гдѣ повѣрка даетъ ошибку  $> 1\%$ , слѣдуетъ пользоваться исправленнымъ коэффициентомъ.

Планиметрированіе по правилу Симпсона даетъ худшіе результаты и потому описывать вычисленіе діаграммъ по этому способу мы не будемъ, полагая, что на всякой благоустроенной электрической станціи долженъ всегда имѣться планиметръ.

Если установить скобу  $D$  (черт. 34) на рычагѣ  $B$  планиметра такъ, чтобы  $B_2 = C$  длинѣ индикаторной діаграммы, то окажется, что

$$U = H,$$

т.-е. отсчетъ на счетномъ колесѣ планиметра даетъ прямо среднюю ординату индикаторной кривой; этотъ отсчетъ разумѣется, надо умножать на длину дѣленія колеса. Если, напримѣръ, окружность послѣдняго 60 мм.; то одно дѣленіе (въ 0,01 оборота) = 0,06 мм.

Приступая къ работѣ съ планиметромъ, устанавливаютъ его, какъ было указано выше, и раньше, чѣмъ начать обводить контуръ діаграммы, дѣлаютъ отсчетъ на двѣхъ колесѣхъ и нониусѣ; обведя контуръ кривой, дѣлаютъ снова отсчетъ, и разность между вторымъ и первымъ отсчетами даетъ искомый результатъ. Что касается до длины рычага  $B$  выдвинутой изъ скобы  $B$ , то она измѣняется разстояніемъ между остриями  $p - p$ .

<sup>1)</sup> Въ описанномъ приборѣ коэффициентъ = 0,06.

Остается сказать нѣсколько словъ о величинахъ  $L$ ,  $S$  и  $N$ , входящихъ въ выраженіе мощности.

Ходъ  $L$  опредѣляется по чертежамъ, или непосредственно измѣреніемъ; площадь поршня

$$S = \frac{\pi D^2}{4},$$

гдѣ  $D$ —діаметръ цилиндра въ шп., опредѣляется при сквозномъ поршневомъ штокѣ <sup>1)</sup> діаметра  $d$ , какъ разность:

$$\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} = S;$$

при одностороннемъ штокѣ надо брать полную площадь  $\frac{\pi D^2}{4}$ , но имѣть въ виду, что измѣреніе діаметра  $D$  слѣдуетъ производить въ горячей машинѣ, помощью лекала изъ желѣзнаго, заостреннаго съ обѣихъ сторонъ, прута; длина прута первоначально приблизительно подгоняется по діаметру, а потомъ путемъ постепеннаго спиливанія можно достигъ абсолютно точной подгонки; для болѣе грубыхъ подсчетовъ  $D$  опредѣляютъ по чертежамъ двигателя.

Опредѣленіе числа оборотовъ машины въ минуту можно производить тремя способами: по машинному тахометру въ моменты снятія діаграммъ, или чрезъ опредѣленные промежутки времени (напр., каждые  $\frac{1}{4}$  часа),— по счетчикамъ оборотовъ съ секундомѣромъ, и наконецъ пользуясь счетчикомъ оборотовъ, дающимъ отсчетъ полнаго числа оборотовъ, которое сдѣлала машина за періодъ испытанія.

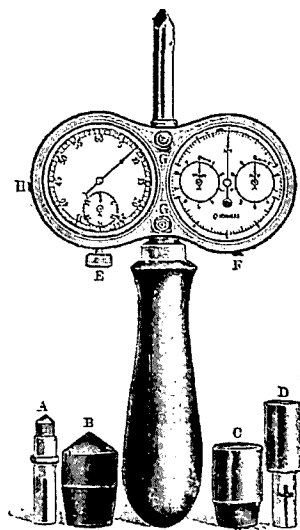
Техническіе тахометры являются настолько неточными приборами, что ими вообще при испытаніяхъ пользоваться не слѣдуетъ; ошибка отсчета можетъ легко достигать 2—3<sup>0</sup>/<sub>0</sub>; тахометры пригодны лишь для относительнаго опредѣленія чиселъ оборотовъ, на примѣръ, при полной и холостой нагрузкѣ, при сбрасываніи нагрузки (разгонъ машины).

Весьма удобнымъ и достаточно точнымъ для техническихъ испытаній является счетчикъ оборотовъ, скомбинированный съ секундомѣромъ (черт. 37); опредѣленіе числа оборотовъ производится прижиманіемъ счетчика къ валу машины въ теченіи 1—2 минутъ; ошибка отсчета около  $\frac{1}{2}$ <sup>0</sup>/<sub>0</sub>, зависящая отъ быстроты прижатія и отнятія по секундомѣру.

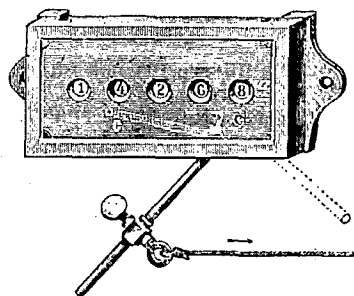
Наиболѣе рекомендуемымъ и дающимъ абсолютно точные результаты, является счетчикъ типа показаннаго на черт. 38, который прилаживается помощью шнурка или проволочной тяги къ какой-либо части двигателя, имѣющей качательное движеніе, на примѣръ къ индикаторному приводу; пружинка «с» внутри ящика оттягиваетъ рычажекъ «ab» въ обратную сторону и шнурокъ всегда натянутъ. Если при движеніи машины (за

<sup>1)</sup> На примѣръ въ нѣкоторыхъ конструкціяхъ паровыхъ машинъ.

одинъ ея оборотъ), рычагъ «ав» сталь въ положение II, то счетный механизмъ съ циферблатомъ покажетъ слѣдующую цифру, суммируя всѣ обороты машины; дѣленіемъ показаннаго числа на число минутъ испытанія, получаемъ прямо среднее значеніе  $N_{\text{сред.}}$  числа оборотовъ для выраженія (27).



Черт. 37.



Черт. 38.

§ 6. Опредѣленіе потерь на холостой ходъ двигателя; снятіе діаграммъ холостого хода; повѣрка результатовъ опредѣленіемъ эффективной мощности по электрической нагрузкѣ. Въ § 4 указывалось, что потеря работы на вредныя механическія сопротивленія и приведеніе въ дѣйствіе всѣхъ вспомогательныхъ приборовъ при двигателѣ (насосы, компрессоры и пр.), при полезной нагрузкѣ въ  $W_e$  дѣйств. лоп. силъ на валу двигателя, опредѣляется какъ разность индикаторной работы, или полезной работы газовъ внутри цилиндровъ двигателя  $W_i$  и полезной работы на валу  $W_e$ , т.-е.

$$W_i - W_e = W_0 \text{ лоп. силъ.}$$

Если сдѣлать предположеніе, что вредныя механическія потери не зависятъ отъ нагрузки, а пропорциональны только числу оборотовъ, то ясно, что при  $W_e = 0$ , т.-е. при работѣ двигателя въ холостую

$$W_i' - 0 = W_0,$$

гдѣ  $W_i'$  — индикаторная работа цилиндровъ двигателя при холостомъ ходѣ.

Двигатели Дизеля вообще имѣютъ невысокій механическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія (около 0,70—0,75), а потому индикаторная работа газовъ при холостомъ ходѣ составляетъ приблизительно 20—25% отъ индикаторной работы при полной нагрузкѣ; въ силу этого площадь холостыхъ

діаграммъ настолько велика, что можно получить измѣреніемъ діаграммы холостого хода достаточно точный результатъ. Кроме того, для полученія еще болѣе точныхъ результатовъ поступаютъ (у двухъ-, трехъ-, или четырехъ-цилиндровыхъ двигателей) слѣдующимъ образомъ: впускъ нефти (положимъ въ 3-хъ-цилиндровыхъ двигателяхъ) прекращаютъ въ цилиндры № 2 и № 3, и всю холостую работу производятъ при  $N_x$  оборотахъ въ минуту цилиндръ № 1; затѣмъ закрываютъ доступъ нефти въ цилиндры № 1 и № 3, работая на № 2, и наконецъ то же самое продѣлываютъ съ цилиндромъ № 3; все три холостыя діаграммы планиметрируютъ, получая среднія давленія

$$p_m', p_m'' \text{ и } p_m''',$$

при числахъ оборотовъ въ минуту

$$N_x', N_x'' \text{ и } N_x''',$$

слѣдовательно будемъ имѣть

$$\frac{W_o' + W_o'' + W_o'''}{3} = C \cdot \left( \frac{p_m' \cdot N_x' + p_m'' \cdot N_x'' + p_m''' \cdot N_x'''}{3} \right).$$

Такой способъ даетъ весьма точные результаты, такъ какъ при 2-хъ-цилиндровомъ, напримѣръ, двигателѣ, холостая работа, сосредоточенная на одномъ изъ цилиндровъ составляетъ уже почти  $\frac{2}{3}$  нормальной нагрузки даннаго цилиндра, а при 3-хъ-цилиндровомъ—почти равна полной нагрузкѣ одного изъ цилиндровъ.

Если снимать одновременно діаграммы съ цилиндровъ, подача нефти куда прекращена, то мы получимъ на діаграммѣ сжатіе и расширеніе воздуха, засосаннаго въ цилиндръ, а такія діаграммы даютъ возможность правильно измѣрить величину сжатія, что иногда весьма трудно опредѣлить по діаграммѣ нагрузки.

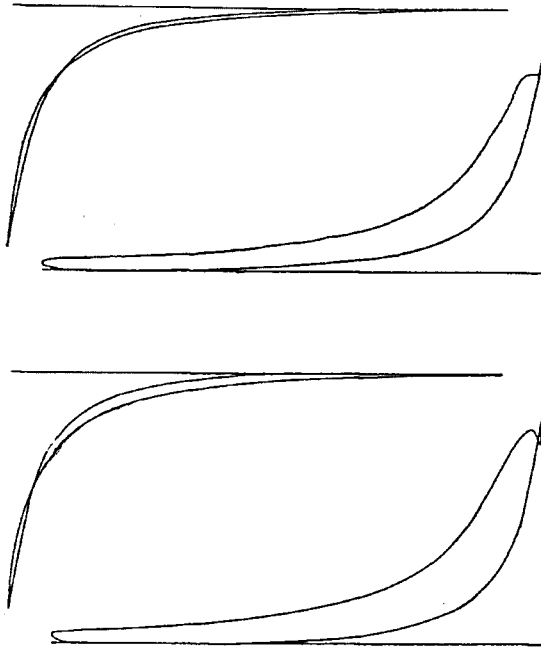
На черт. 39 представлены 2 холостыхъ діаграммы 80-сильнаго двухъ-цилиндроваго двигателя Дизеля и 2 діаграммы сжатія и расширенія воздуха того же двигателя.

Необходимо указать на то, что при непосредственномъ соединеніи генератора электрической энергіи съ двигателемъ твердой муфтой, весьма трудно учесть ту вредную работу треній, которая принадлежитъ собственно генератору <sup>1)</sup>; эту работу можно лишь приблизительно оцѣнить въ  $1\frac{1}{2}$ —2% мощности генератора, основываясь на испытаніяхъ нормальныхъ типовъ подходящихъ генераторовъ.

---

<sup>1)</sup> Тренія въ подшипникахъ, сопротивленіе воздуха и тренія щетокъ о коллекторъ и пр.

Полученіе величины работы вредныхъ механическихъ треній при разныхъ нагрузкахъ Дизель-генераторовъ желательнo получить инымъ путемъ, зная коэффициентъ полезнаго дѣйствія генератора для данной



Черт. 39.

нагрузки. Дѣйствительно, мы уже видѣли въ § 4, что дѣйствительная работа на валу двигателя равна

$$\frac{J \cdot E}{\eta_x \times 1000 \times 0,736} = W_e \text{ дѣйств. лoш. силъ-часовъ } ^1).$$

Зная индикаторную работу  $W_i$ , имѣемъ

$$W_0 = W_i - W_e,$$

хотя съ точностью  $\eta_x$  можетъ быть неизвѣстно, тѣмъ не менѣе сравненіе  $W_0 = W_i - W_e$  съ  $W_0$ , полученной снятіемъ холостыхъ діаграммъ даетъ нѣкоторый критерій для сужденія о правильности полученныхъ результатовъ.

Иногда не имѣютъ даже приблизительной величины коэффициента полезнаго дѣйствія генератора  $\eta_x$ ; въ этомъ случаѣ можно его вычислить съ нѣкоторой приближенностью, подсчитывая потери на возбужденіе, на

<sup>1)</sup> Для постояннаго тока.

эффектъ Джоуля въ якорѣ, сопротивленіе контакта между щетками и коллекторомъ, потери на гистерезисъ и токи Фуко <sup>1)</sup>). Коэффициентъ полезнаго дѣйствія генератора постояннаго тока можетъ быть выраженъ общей формулой, въ которой часть величинъ находится вычисленіемъ, часть — измѣ-

1) а) Механическія потери, какъ это мы уже упоминали, для тихоходныхъ машинъ, при непосредственномъ соединеніи, могутъ быть оценены въ 1—2% нормальной мощности; онѣ не зависятъ отъ нагрузки;

б) потери въ якорѣ, сопротивленія  $r_0$ , при силѣ тока  $i_0$  равны  $p_0 = i_0^2 \cdot r_0$  ваттъ, если  $i_0$  въ амперахъ, а  $r_0$  въ омахъ;  $r_0$  опредѣляется въ нагрѣтомъ состояніи якоря, т.-е. тотчасъ послѣ 6-ти часовой работы при полной нагрузкѣ; эти потери зависятъ конечно отъ нагрузки и въ среднемъ равны 2—3% для машинъ отъ 60 до 200 kW.

в) потери на электрическое сопротивленіе контакта зависятъ отъ степени нажатія щетокъ, скорости коллектора, силы тока, и матеріала щетокъ; практически можно считать, что электрическое сопротивленіе контакта зависитъ только отъ силы тока и матеріала щетокъ; разность потенциаловъ между щеткой и коллекторомъ  $l_0 = r_0 \cdot i_0$ , гдѣ  $r_0$  — сопротивленіе контакта.

Опытомъ найдено, что  $l_0 = 0,2 - 0,5$  вольты для мѣдныхъ щетокъ, для щетокъ мягкаго угля:  $l_0 = 0,5 - 1,0$ , и для щетокъ твердаго угля:  $l_0 = 1,0 - 1,5$  вольтъ; полная потеря напряженія равна  $2l_0$ , а потеря мощности

$$p_c = 2l_0 \cdot i_0 \text{ (при полной нагрузкѣ);}$$

г) электрическія потери на нагрѣваніе обмотки электро-магнитовъ, равны

$$p_m = i_m^2 \cdot r_m,$$

гдѣ  $i_m$  въ амперахъ есть сила возбуждающаго тока для данной нагрузки; ее легко непосредственно примѣрять, и тогда

$$p_m = i_m \cdot V_c,$$

гдѣ  $V_c = i_m \cdot r_m$  — есть напряженіе генератора въ вольтахъ; эти потерн можно оценить въ 2—3% отъ полной мощности;

д) магнитныя потери отъ гистерезиса, т.-е. потери тепла отъ переменнаго намагниченія по Штейнметцу, равны:

$$p_h = \eta \cdot c \cdot V_c \cdot B^{1.6} \cdot 10^{-7} \text{ въ ваттахъ,}$$

гдѣ  $\eta = 0,0016$ ,  $c$  — число цикловъ намагниченія въ секунду,  $V_c$  — объемъ якорнаго желѣза въ  $\text{cm}^3$ ,  $B$  — величина магнитной индукціи  $= 8.000 - 10.000$  CGS единицъ; эта потеря не зависитъ отъ нагрузки генератора;

е) потери на паразитные токи Фуко, индуктируемыя въ сердечникѣ якоря, его обмотки, полюсныхъ наконечниковъ и т. д.; потери

$$p_f = \alpha_2 \cdot (\Delta C \cdot B)^2 \cdot V_c \cdot 10^{-11} \text{ въ ваттахъ,}$$

гдѣ  $\alpha_2 = 2,5$ ,  $\Delta$  — толщина желѣзныхъ листовъ пзъ которыхъ построенъ якорь въ см (приблизительно  $= 0,05$  см),  $B$  — индукція отъ 10—12,000 CGS. единицъ,  $V_c$  — объемъ желѣза въ  $\text{cm}^3$ , а  $C$  число цикловъ  $= \frac{p \cdot n}{60}$  гдѣ  $p$  — число полюсовъ, а  $n$  — обор. въ мин.

Въ § 4 была дана таблица коэффициентовъ полезнаго дѣйствія генератора, которую можно пользоваться, если не имѣется точныхъ данныхъ и испытаніе генератора не можетъ быть произведено отдѣльно.

рениемъ, а часть оцѣнкой по опытнымъ даннымъ; эта формула обще-известна

$$\eta_x = \frac{V \cdot i_a}{V \cdot i_a + p_{\max} + i_a^2 \cdot r_a + i_m^2 \cdot r_m + p_h + p_f}; \quad . . . \quad (28)$$

вообще  $\eta_x$  мѣняется съ нагрузкой; затѣмъ  $\eta_x$  тѣмъ больше, чѣмъ больше мощность генератора; приблизительная оцѣнка современныхъ генераторовъ уже дана была въ таблицахъ IV и V.

§ 7. Механическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія Дизель-мотора. Въ тѣсной связи съ предыдущимъ § стоитъ опредѣленіе механическаго коэффициента полезнаго дѣйствія двигателя Дизеля:

$$\eta_m' = \frac{W_c}{W_i},$$

или

$$\eta_m'' = \frac{W_i - W_o}{W_i},$$

гдѣ  $W_o$  — потери на холостой ходъ двигателя, опредѣленные непосредственно при  $W_c = 0$ ;  $\eta_m'$  и  $\eta_m''$  будутъ конечно отличаться другъ отъ друга, но въ то же время служить взаимной повѣркой полученныхъ значеній.

Опредѣленіе механическаго коэффициента полезнаго дѣйствія двигателя имѣетъ большое значеніе для оцѣнки конструкціи двигателя и качества сборки его частей послѣ установки или ремонта. На величину коэффициента вліяетъ въ большой степени качество смазки цилиндровъ и движущихся-трущихся частей двигателя; поэтому при полной исправности работы двигателя, пониженный коэффициентъ полезнаго дѣйствія  $\eta_m$  обыкновенно получается употребленіемъ для смазки (напр., цилиндровъ), весьма густыми, вязкими сортами цилиндрическихъ маселъ съ высокой точкой воспламененія. Употребленіе такихъ маселъ вообще приноситъ больше вреда, чѣмъ пользы, такъ какъ смазочныя масла почти не попадаютъ въ камеру сгоранія (вредное пространство), благодаря большому числу поршневыхъ колецъ и ввода масла не въ самую камеру сгоранія, а нѣсколько ниже; если бы цилиндрическое масло даже съ очень высокой температурой вспышки, вводилось непосредственно въ камеру сгоранія, то при тѣхъ высокихъ температурахъ, какія развиваются во время процессовъ сжатія и сгоранія, это масло также сгорало бы, какъ обыкновенное горючее.

Для улучшенія механическаго коэффициента практика указываетъ легкія цилиндрическія масла, и только для очень разработанныхъ цилиндровъ допускается тяжёлое масло большой вязкости.

Чтобы судить о нормальности получаемого при испытаніи механическаго коэффициента, можно пользоваться слѣдующей таблицей, полученной изъ практики для нормально собранныхъ и конструированныхъ двигателей.



Т а б л и ц а VII.

Одноцилиндровый двигатель.	Двухцилиндровый двигатель.	Трехцилиндровый двигатель.
20—40 IP: 63—65%	—	—
40—60 IP: 64—66%	—	—
60—80 IP: —	72—74%	—
80—100 IP: —	73—75%	68—70%
100—125 IP: —	74—76%	69—71%
125—150 IP: —	75—77%	70—72%
150—200 IP: —	76—78%	71—73%
200—300 IP: —	77—79%	73—75%
300 и болѣе: —	78—80%	75—77%

1-е примѣчаніе: Механическій коэффициентъ полного дѣйствія опредѣляется со включеніемъ работы на компрессоры для сжатого воздуха.

2-е примѣчаніе: Цифры нѣсколько округлены, но взяты въ практическихъ предѣлахъ испытаній машинъ разныхъ заводовъ.

Механическій коэффициентъ значительно понижается при уменьшеніи нагрузки, однако нѣсколько медленнѣе, чѣмъ даетъ кривая, построенная по формулѣ:

$$\eta_m = \frac{W_c}{W_i}.$$

Причинами болѣе медленнаго пониженія коэффициента  $\eta_m$  съ уменьшеніемъ нагрузки являются:

1) повышеніе коэффициента полезнаго дѣйствія цикла, такъ какъ съ уменьшеніемъ степени предварительнаго расширения  $\rho$  (§ 3) этотъ коэффициентъ немного растетъ, и

2) уменьшеніе потерь работы на вредныя механическія сопротивленія.

Однако, если по п. 1) возможно опредѣленіе вліявія  $\rho$  на общую механическую отдачу двигателя, то по п. 2) весьма трудно найти закономерность въ пониженіи потерь на вредныя механическія сопротивленія при уменьшеніи нагрузки; извѣстно лишь, что работа на холостой ходъ двигателя  $W_o <$  работы  $(W_i - W_o)$  при полной нагрузкѣ. Зная точно кривую отдачи генератора  $\eta_z$  можно конечно найти и величины  $(W_i - W_o)$  для разныхъ  $W_c$  отъ нуля до полной.

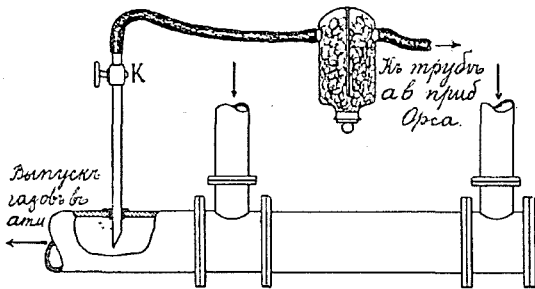
Затѣмъ мы ввели понятіе полного механическаго коэффициента полезнаго дѣйствія двигателя Дизеля, считая, что вся разность  $(W_i - W_o)$  есть работа, потерянная на вредныя механическія тренія, включая сюда и работу

компрессоровъ. Въ очень многихъ брошюрахъ и статьяхъ по испытаніямъ Дизель-моторовъ, работа компрессоровъ выключается и механическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія вычисляется по формулѣ:

$$\eta_m''' = \frac{W_o + w_o}{W_i},$$

гдѣ  $w_o$  — есть работа въ дѣйств. лош. силахъ, потраченная на работу компрессоровъ; вычисленіе этой работы см. въ § 15. Мы будемъ называть этотъ коэффициентъ теоретическимъ механическимъ въ отличіе отъ  $\eta_m''$  «техническаго механическаго коэффициента полезнаго дѣйствія». Несомнѣнно, что правильнѣе разсматривать техническій механическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія Дизель-мотора, такъ какъ работа послѣдняго невозможна безъ работы компрессоровъ для пульверизаціи нефти.

§ 8. Опредѣленіе тепла, потеряннаго въ отходящихъ газахъ, помощью анализа газовъ. Какіе бы процессы ни совершались съ газами, развитыми при



Черт. 40.

горѣніи нефти, внутри цилиндра двигателя Дизеля, при выходѣ газовъ изъ клапана отходящихъ газовъ въ трубу, эти газы уносятъ опредѣленное количество теплоты, такъ какъ температура ихъ выше температуры окружающаго воздуха и теплоемкость газовъ не нуль.

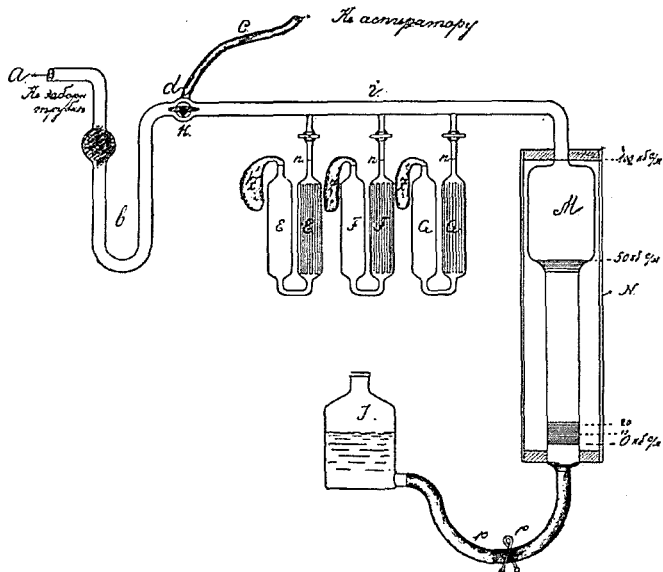
Такъ же какъ въ топкахъ паровыхъ котловъ, для опредѣленія потерь въ топочныхъ газахъ, намъ необходимо знать во-первыхъ: количество газовъ на единицу горючаго, составъ ихъ и среднюю температуру; въ двигателяхъ Дизеля необходимо знать тѣ же элементы, но отнесенные (какъ это уже мы условились ранѣе) къ 1 д. лош. силъ-часъ, потребляющей  $g$  klg горючаго.

Совершенно естественно поэтому воспользоваться тѣми же методами опредѣленія потерь въ отработанныхъ газахъ, какіе мы уже примѣняли къ изслѣдовашию потерь въ паровыхъ котлахъ (вып. I. Техническій контроль работы машинъ на центральныхъ электрическихъ станціяхъ).

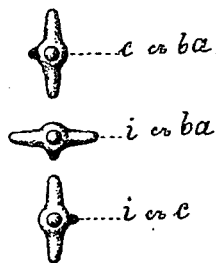
Пусть (черт. 40) общая труба соединяетъ всѣ патрубки отъ клапановъ отходящихъ газовъ  $n$ -цилиндроваго двигателя; такъ какъ составъ

газовъ отъ клапановъ до выпуска въ атмосферу мѣняться не можетъ, такъ какъ чугунныя на фланцахъ трубы разобщаютъ газы отъ атмосфернаго воздуха, то въ любомъ сѣченіи этой трубы можно вставить заборную ( $1\frac{1}{2}$ "— $3\frac{1}{4}$ " діам.) трубку съ краникомъ *K* и, соединивъ ее съ приборомъ Орса-Фишеръ, произвести анализъ газовъ средняго состава изъ всѣхъ работающихъ цилиндровъ двигателя.

Повторимъ вкратцѣ схему прибора Орса-Фишеръ и укажемъ на нѣкоторыя особенности анализа газовъ двигателя Дизеля.



Черт. 41,а.



Черт. 41,б.

а) Приборъ Орса-Фишеръ, представленный схематически на черт. 41а, имѣетъ слѣдующія главныя части: *M*—измѣрительная трубка, емкостью 100 см<sup>3</sup>, раздѣленная на дѣленія по 2 мм. внизу и по 10 мм. вверху, въ широкой своей части; вокругъ измѣрительной трубки *M*, имѣется стеклянный цилиндръ *N*, заполненный водою для предохраненія пробы газа отъ вліянія внѣшней температуры. Верхняя часть *M* соединена съ капиллярной трубкой *i*, имѣющей отвлѣтленія съ краниками къ сифонамъ *EE*, *FF*, *GG*; на концахъ сифоновъ надѣты резиновые пузыри *Z*, позволяющіе жидкостямъ въ *E*, *E* и *G* перемѣщаться изъ одного колѣна въ другое, безъ доступа воздуха.

Нижняя часть *M* сообщена съ банкой *J*, наполненной дистиллированной водою, причемъ на соединительной кишкѣ *p* имѣется зажимъ, всегда разобщающій *M* отъ *J*. Съ лѣвой стороны капилляра *i* имѣется u-образная трубка *b*, уширенный конецъ которой заполненъ стеклянной ватой, для

задержанія сажи въ газахъ, а на соединеніи  $b$  съ  $i$  имѣется 3-ходовой кранъ, который имѣетъ такое устройство, что можетъ сообщать:

- 1) трубку  $C$  отъ аспиратора съ  $ba$  для затягиванія газовъ;
- 2) трубку  $ba$  съ  $i$  для засасыванія газовъ въ измѣрительную трубку  $M$ , и
- 3) трубку  $C$  съ  $i$  для удаленія остатковъ газа отъ анализа данной пробы.

Всѣ три положенія крана  $k$  узнаются по бобыникъ  $k$  на ручкѣ крана: именно, когда  $k$  направлена влѣво, имѣется сообщеніе (1), когда смотритъ внизъ — сообщеніе (2) и направлена вправо — сообщеніе (3). Сифонъ  $GG$  служитъ для поглощенія изъ взятой пробы углекислоты  $CO_2$ , для чего заполняется 30% растворомъ по вѣсу  $KOH$  (ѣдкимъ кали).

Сифонъ  $FF$  поглощаетъ кислородъ  $O_2$ , когда уже достигнуто полное поглощеніе  $CO_2$  въ сифонѣ  $GG$ ; этотъ сифонъ наполненъ смѣсью изъ раствора 15 гр. пирогалловой кислоты въ 30 куб. см. горячей воды и 80 см<sup>3</sup> 30%-наго ѣдкаго кали.

Третій сифонъ служитъ для поглощенія окиси углерода  $CO$ , и употребляется только при испытаніяхъ паровыхъ котловъ, такъ какъ при достаточно большомъ избыткѣ воздуха и совершенномъ распыленіи нефти, невозможно ожидать появленія  $CO$  въ отходящихъ газахъ двигателей Дизеля.

Наполненіе растворовъ производятъ, снявъ пробки съ резиновыми пузырями съ сифоновъ  $E$ ,  $F$  и  $G$ , черезъ воронку до половины; нѣкоторую предосторожность надо имѣть въ виду при заполненіи сифона  $F$ , чтобы къ смѣси пирогалловой кислоты съ  $KOH$  не допустить кислорода воздуха, иначе она будетъ терять поглотительную способность. Практически поступаютъ такъ: заполняютъ сифонъ  $F$  одной пирогалловой кислотой, затѣмъ затягиваютъ, пользуясь стеклянкой  $J$ , этотъ растворъ въ правое колѣно сифона  $F$  и только послѣ этого наливаютъ въ лѣвое колѣно  $KOH$ ; закрывая сифонъ пробкой съ мѣшкомъ  $Z$  и перегоняя жидкость изъ одного колѣна въ другое, получаютъ смѣшанный растворъ для поглощенія  $O$ .

Для анализа газовъ ставятъ  $C$  на сообщеніе съ  $a$ , т.-е. трубкой, соединенной съ трубой отходящихъ газовъ и аспираторомъ; просасывая мертвый объемъ, т.-е. объемъ воздуха, оставшійся въ трубкѣ  $a$  и соединеніяхъ, и убѣдясь, что уровни жидкостей въ сифонахъ стоятъ на мѣткахъ « $n$ » правыхъ колѣнъ и что вода въ  $M$  находится на мѣткѣ въ 100 см<sup>3</sup>, соединяютъ  $a$  съ  $i$  при закрытыхъ краникахъ. Отпуская двумя пальцами лѣвой руки зажимъ  $p$  и поддерживая стеклянку  $J$  правой рукой, причемъ уровень воды въ  $M$  будетъ падать, засасываютъ пробу газа отъ мѣтки 100 до мѣтки 0, т.-е. 100 см<sup>3</sup>.

Здѣсь необходимо сдѣлать весьма важное указаніе, что засасываніе газовъ изъ трубъ отходящихъ газовъ въ двигатель Дизеля, гдѣ господствуетъ не разрѣженіе, а давленіе въ 100—200 мм. водяного столба, при чемъ это давленіе пульсируетъ, соотвѣтственно моментамъ выпуска газовъ черезъ выхлопные клапана—должно совершаться иначе, чѣмъ засасываніе

газовъ изъ дымоходовъ котловъ, гдѣ имѣется медленно мѣняющееся разрѣженіе на 5—15 мм. водяного столба <sup>1)</sup>, т.-е. практически газы будутъ входить въ приборъ при атмосферномъ давленіи.

При работѣ приборомъ Орса на Дизель-моторные газы, слѣдуетъ засосать пробу ниже мѣтки *O* и затѣмъ повернувъ трехходовой краникъ *d* на сообщеніе *i* съ *C*, доводятъ уровень воды осторожно до *O*, по снизу вверхъ.

Только въ этомъ случаѣ можно ручаться, что засосанная проба газа имѣетъ 100 см.<sup>3</sup> при атмосферномъ давленіи; неправильно засосанный объемъ предположимъ на 1,5 см., т.-е. на 1½%, при поглощеніи *CO*<sub>2</sub> и уменьшеніи объема скажемъ на 7,5%, даетъ ошибку въ  $100 \cdot \frac{1,5}{7,5} = 20\%$ , что, конечно, аннулируетъ результатъ анализа <sup>2)</sup>.

Итакъ необходимо послѣ засасыванія тщательно убѣдиться, что газъ въ трубкѣ *M* находится при атмосферномъ давленіи, что достигается постановкой *d* на сообщеніе *C* съ *ba*, отпусканіемъ вновь зажима *p* и наблюденіемъ одинаковости уровней въ сообщающихся сосудахъ *J* и *M*; при открытомъ горлышкѣ стклянки *J*, давленіе равно атмосферному.

Послѣ этой повѣрки, можно производить поглощеніе *CO*<sub>2</sub> изъ забранной пробы, открывъ кранъ при *G* и перегоняя газъ поднятіемъ стклянки *J* съ нажатымъ зажимомъ *p* изъ *M* въ *G*.

Продѣлавъ пять-шесть разъ перегонку газа, доводятъ реактивъ въ *G* до мѣтки *n*, закрываютъ кранъ при *G* и уравнивая уровень воды въ *J* и *M*, чтобы опять получить остатокъ пробы при томъ же атмосферномъ давленіи, смотрятъ, на сколько дѣлѣній уменьшился объемъ газа, т.-е. сколько % *CO*<sub>2</sub> содержалось въ 100 см<sup>3</sup> газа.

Затѣмъ остатокъ газа (азотъ + кислородъ) перегоняютъ черезъ открытый кранъ при *F*, продѣлывая поглощеніе «*O*» въ сифонѣ *F*; уменьшеніе объема даетъ % равный объему:  $O + CO_2$ , а остальное, т.-е. чистый азотъ *N* вычисляютъ, вычитая изъ 100% сумму  $O + CO_2$ , именно:

$$N = 100 - (O + CO_2).$$

Чтобы удалить остатки газовъ, ставятъ *i* на сообщеніе съ *C* и помощью поднятія стклянки *J* выгоняютъ азотъ въ атмосферу, черезъ аспираторъ.

б) Вычисленіе потерь въ отходящихъ газахъ, пользуясь приборомъ Орса-Фишеръ и результатами анализа газовъ въ общемъ мало отличается отъ такового же въ паровыхъ котлахъ.

<sup>1)</sup> 1 атмосфера эквивалента 10333 мм. водяного столба.

<sup>2)</sup> Подобные случаи имѣли часто мѣсто на практикѣ, гдѣ испытаніе анализомъ не давало абсолютно никакихъ практическихъ результатовъ.

Въ вып. 1 «Технической контроль станцій», испытанія паровыхъ котловъ, мы вывели формулу вида

$$CO_2\% + O_c\% = 21 - \beta \cdot CO_2\% \dots \dots \dots (29)$$

гдѣ коэффициентъ

$$\beta = 0,79 \cdot \frac{3 \cdot \left( H\% - \frac{O_m}{8} \right)}{C\%} \dots \dots \dots (30)$$

причемъ  $H$ ,  $O_n$  и  $C$  есть содержаніе водорода, кислорода и углерода въ % по вѣсу въ 1 klg горючаго.

Формула (29) даетъ соотношеніе между  $CO_2$  и  $O_c$ , полученныхъ изъ анализа въ % по объему, при чемъ она выведена для газовъ, осушенныхъ <sup>1)</sup> отъ паровъ воды  $H_2O$ , всегда имѣющихся въ отходящихъ газахъ, въ зависимости:

во-1-хъ: отъ степени влажности воздуха,

во-2-хъ: » » » горючаго и

въ-3-хъ: » % содержащія водорода  $H$  въ горючемъ, сгорающемъ въ воду.

Формула (30) для разныхъ сортовъ горючаго даетъ различныя значенія коэффициента  $\beta$ , причемъ для сырой нефти средняго состава:

$$C = 86,25 \text{ klg на } 100 \text{ klg горючаго}$$

$$H = 13,65 \text{ » » » » }$$

$$O_m = 0,1 \text{ » » » » ,}$$

$$\beta = 0,79 \cdot \frac{3 \cdot \left( 13,65 - \frac{0,1}{8} \right)}{86,25} = 0,375,$$

и формула (29) приметъ видъ:

$$CO_2\% + O_c\% = 21 - 0,375 \cdot CO_2\% \dots \dots \dots (31)$$

Это формула, конечно, служить какъ вспомогательная для анализа приборомъ Орса, такъ какъ если  $(CO_2 + O_c)$  по анализу будетъ меньше второй части уравненія  $(21 - 0,375 \cdot CO_2)$ , то ясно, что анализъ произведенъ не достаточно полно и не достигнуто полного поглощенія  $CO_2$  и  $O_c$ .

Небольшія невязки до 0,5 и даже при быстрой работѣ до 1,0 можно не принимать во вниманіе, считая анализъ вѣрнымъ въ практическихъ предѣлахъ технического испытанія.

Въ § 4 мы видѣли, что если двигатель Дизеля нагруженъ развивая  $W_c$  дѣйств. лош. силъ, то расходъ сырой нефти  $g$  klg на дѣйств. силу-часъ

<sup>1)</sup> Осушеніе производится пропусканіемъ газа черезъ стеклянную вату и его охлажденіемъ до температуры воздуха (черт. 40).

является вполне определенной величиной для данного двигателя и данной его нагрузки; но такъ какъ засасываніе воздуха не мѣняется по объему, какова ни была бы нагрузка двигателя, то  $\%$  содержаніе горючаго по вѣсу, по отношенію къ вѣсу засосаннаго воздуха въ ту же единицу времени, напримѣръ 1 часъ, будетъ зависѣть только отъ нагрузки.

А отсюда можно вывести дальнѣйшее заключеніе, что, при полномъ сгораніи нефти въ цилиндрахъ двигателя <sup>1)</sup> составъ газовъ, т.-е.  $\%$  содержаніе углекислоты  $CO_2$ , свободного кислорода  $O_c$  и азота  $N$  по объему зависитъ только отъ нагрузки двигателя.

Пусть, напримѣръ, для 125-сильнаго, двухцилиндроваго двигателя Дизеля, съ размѣрами цилиндровъ 1104,5 кв. см., ходомъ поршня = 0,57 м., т.-е. при объемѣ каждаго цилиндра въ 0,063  $\text{mtr}^3$ , расходъ нефти при полной нагрузкѣ равенъ 0,2  $\text{kg}$  на дѣйств. силу-часъ; двигатель дѣлаетъ 170 оборотовъ въ минуту. Не принимая во вниманіе воздуха, пульверизирующаго нефть, получимъ объемъ воздуха <sup>2)</sup>, засосанный цилиндрами въ теченіе 1 часа:

$$0,78 \cdot \frac{0,063 \times 170 \times 60 \times 2}{2} = 500 \text{ mtr}^3.$$

гдѣ 0,78 коэффициентъ подачи. Расходъ нефти въ теченіе часа при нагрузкѣ въ 125 лош. силъ:

$$125 \times 0,2 = 25 \text{ kg},$$

т.-е. по  $500 : 25 = 20 \text{ mtr}^3$  воздуха на 1  $\text{kg}$  нефти.

Изъ § 3 мы знаемъ, что теоретически необходимое количество воздуха составляетъ 11  $\text{mtr}^3$ ; т.-е. коэффициентъ избытка воздуха

$$\alpha = \frac{20}{11} = 1,82.$$

Объемъ отходящихъ газовъ, приведенный къ температурѣ воздуха и 760 мм. давленія на 1  $\text{kg}$  нефти, будетъ нѣсколько больше объема воздуха, и составъ газовъ можетъ быть опредѣленъ слѣдующимъ образомъ: изъ 100 объемовъ воздуха на азотъ приходится 79 частей, на кислородъ 21 часть; изъ этихъ 21 частей кислорода только  $\left(\frac{21}{\alpha}\right)$  часть идетъ на образованіе  $CO_2$  и  $H_2O$ , а

$$\frac{21}{\alpha}(\alpha - 1)$$

часть остается ввидѣ свободного кислорода въ отходящихъ газахъ.

<sup>1)</sup> А это именно и вмѣстѣ мѣсто въ двигателяхъ Дизеля, при тѣхъ температурахъ сгоранія, каковыя мы наблюдаемъ.

<sup>2)</sup> Количество воздуха подаваемаго при пульверизаціи не превышаетъ 2—3%, и можетъ быть вычислено по размѣрамъ компрессоровъ (§ 15).

Для сгорания 1 klg углерода въ  $CO_2$  требуется  $\frac{8}{3}$  вѣсовыхъ частей кислорода, а для 1 klg водорода—8 вѣсовыхъ частей кислорода; для 1 klg нефти (состава  $C, H, O_m$ ) требуется

$$\left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H\right) \text{ вѣсовыхъ частей кислорода } ^1)$$

Теперь не трудно показать изъ какихъ составныхъ частей и какого объема будутъ состоять газы на 100 mtr<sup>3</sup> введеннаго воздуха.

1) На образованіе  $CO_2$  будетъ затраченъ объемъ кислорода равный:

$$\left(\frac{21}{\alpha} \cdot \frac{8}{3} \cdot C\right) \dots \dots \dots (32)$$

и получится <sup>2)</sup> такой же объемъ  $CO_2$ ;

2) на образованіе  $H_2O$  затратится объемъ кислорода:

$$\left(\frac{21}{\alpha} \cdot 8H\right) \dots \dots \dots (33)$$

и получится двойной объемъ водяныхъ паровъ;

3) пройдетъ безъ измѣненія азотъ  $N$  по объему равный:

$$79 \text{ mtr}^3 \dots \dots \dots (34)$$

и 4) пройдетъ безъ измѣненія не использованный для горѣнія кислородъ  $O_c$  по объему равный:

$$\frac{21(\alpha - 1)}{\alpha} \dots \dots \dots (35)$$

Сумма объемовъ (32), (33), (34) и (35) дадутъ объемъ газовъ приведенный къ температурѣ воздуха и 760 mm. давленія на 100 объемовъ воздуха, т.-е.,

$$\text{Объемъ газовъ} = 79 + \frac{21(\alpha - 1)}{\alpha} + 2 \cdot \left(\frac{21 \cdot 8H}{\alpha \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8H\right)}\right) + \frac{21 \cdot \frac{8}{3} \cdot C}{\alpha \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8H\right)} \quad (36)$$

Для разбираемаго частнаго случая, при

$$\alpha = 1,82, \quad C = 86,30, \quad H = 13,70$$

<sup>1)</sup> Величиной  $O_m$  для нефти можно пренебречь.

<sup>2)</sup> На основаніи закона Авогадро.



получимъ:

$$\begin{array}{ccccccc} \text{объемъ газовъ} = 79 & + 9,4 & + 7,5 & + 9,1 = 105 \text{ mtr}^3. \\ \text{(азота)} & \text{(своб. кисл.)} & \text{(вод. паровъ)} & \text{(углекислоты).} \end{array}$$

Переведемъ полученные цифры на 1 klg нефти, т.-е. для 20 mtr<sup>3</sup> засосаннаго двигателемъ воздуха:

$$\begin{array}{ccccccc} \text{объемъ газовъ на 1 klg нефти} = 15,8 & + 1,9 & + 1,5 & + 1,8 = 21,0 \text{ mtr}^3 \\ & (N) & (O_2) & (CO_2) \end{array}$$

(приведенныхъ къ температурѣ воздуха и атмосферному давленію).

Такой же подсчетъ можно произвести для даннаго двигателя при другихъ нагрузкахъ, напримѣръ, 100 д. IP, 75 д. IP, 50 д. IP и т. д., если извѣстенъ расходъ нефти на 1 д. IP-часъ при этихъ нагрузкахъ, и зная, что въ 1 часъ засасывается неизмѣнно 500 mtr<sup>3</sup> воздуха.

Для построенія кривой замѣтимъ, что хотя (§ 3) изслѣдованіе теоретическаго цикла двигателя Дизеля и даетъ пониженіе расхода горючаго <sup>1)</sup> на 1 ind. IP-часъ, но это пониженіе весьма незначительно, составляя, напримѣръ, для 18-сильнаго двигателя, при работѣ на 18 д. IP (0,156 klg въ часъ на 1 ind. IP) и на 8 д. IP (0,153 klg въ часъ на 1 ind. IP), 0,003 klg въ часъ на 1 ind. IP; въ силу этого можно признать, что расходъ нефти на 1 д. IP-часъ при разныхъ нагрузкахъ будетъ зависѣть только отъ вредной работы механическихъ треній, т.-е. отъ механическаго коэффициента полезнаго дѣйствія. Для даннаго двигателя, при полной нагрузкѣ, можно положить

$$\eta_m = 0,70,$$

а отсюда расходъ нефти на 1 д. IP-часъ, при разныхъ нагрузкахъ можетъ быть полученъ изъ простой формулы <sup>2)</sup>, гдѣ  $g_i$  klg есть расходъ нефти на 1 ind. IP-часъ, равный для даннаго случая:

$$g_i = (\eta_m g_e),$$

гдѣ  $g_e$  klg есть расходъ нефти на 1 д. IP-часъ при полной нагрузкѣ.

Т.-е., если  $g_i = \eta_m g_e$  klg на 1 ind. IP-часъ;  $W_d$  д. IP — мощность двигателя на валу;  $W_i$  IP — мощность индикаторная и  $W_e = W_i - W_d$  е. — мощность, расходуемая на вредныя механическія сопротивленія, то вообще расходъ нефти на 1 д. IP-часъ  $g$  klg при любой нагрузкѣ равенъ

$$g = \frac{(W_g + W_e) \cdot (\eta_m g_e)}{W_d} \dots \dots \dots (37)$$

съ достаточной точностью для практическихъ цѣлей.

<sup>1)</sup> При уменьшеніи нагрузки коэффициентъ полезнаго дѣйствія цикла двигателя повышается, см. § 3.

<sup>2)</sup> Принимая потерн ( $W_i - W_e$ ) постоянными, что, какъ мы уже видѣли, не вполнѣ правильно.

Для взятаго частнаго случая имѣемъ:

1) При мощности въ 125 д. IP $g = 0,200$ klg	}	на 1 д. IP.
2) » » » 100 » » $g = 0,217$ »		
3) » » » 75 » » $g = 0,243$ »		
4) » » » 50 » » $g = 0,294$ »		
5) » » » 25 » » $g = 0,448$ »		
6) » » » 0 » » $g = +\infty$		

при этомъ расходъ на 1 ind. IP-часъ  $g_i = 0,7 \cdot 0,200 = 0,140$  klg принять какъ постоянный.

Теперь не трудно составить таблицу объема газовъ при разныхъ нагрузкахъ даннаго двигателя, зная  $g$  и объемъ засасываемаго воздуха (таблица VIII).

Т а б л и ц а VIII

(для двигателя Дизеля въ 125 д. IP норм., 170 обор. въ м. 104,05 кв. см. площ. поршней п 0,57 mtr. длиной хода, 2 цилиндра).

Мощность въ д. IP.	Расходъ нефти въ часъ.	Объемъ засосаннаго воздуха въ часъ.	$\alpha =$	Объемъ газовъ (при темп. водъ п атм. давленіи на 1 klg нефти).				% объемное содержаніе $CO_2$ .	Примѣчанія.
				$N$	$O_2$	$H_2O$	$CO_2$		
				кубическихъ	мет	ровъ.			
150	23,05 klg	500 mtr <sup>3</sup>	1,61	1,44	1,5	1,52	1,55	8,2 <sup>1)</sup>	Перегрузка.
125	25,00 "	500 "	1,82	15,8	1,9	1,52	1,55	7,4%	Нормально.
100	21,7 "	500 "	2,1	18,0	2,5	1,52	1,55	6,6%	
75	18,2 "	500 "	2,5	21,7	3,5	1,52	1,55	5,5%	
50	14,7 "	500 "	3,1	28,3	4,7	1,52	1,55	4,3%	
25	11,2 "	500 "	4,06	36,0	7,2	1,52	1,55	3,4%	Холостой ходъ.
0	7,7 "	500 "	6,0	51,0	11,4	1,52	1,55	2,4%	

Въ различнаго типа и величины двигателяхъ съ нѣсколькими варьирующими коэффициентами подачи и механическими, расходомъ нефти на ind. IP-часъ, правда въ весьма тѣсныхъ предѣлахъ, приведенныя въ таблицѣ VII цифры % содержанія углекислоты могутъ быть нѣсколько иныя, однако

<sup>1)</sup> % содержаніе  $CO_2$  приборомъ Орса для сухихъ газовъ, будетъ нѣсколько больше, такъ какъ при засасываніи пары  $H_2O$  конденсируются въ воду; такъ, напр., для 150 д. IP вмѣсто 8,2% получимъ 8,9%, для 125 д. IP вмѣсто 7,4%, получимъ 8,1% и т. д.

можно съ достаточной точностью положить, что  $\% CO_2$  при полной нагрузкѣ, отнесенный къ сухимъ газамъ, приблизительно долженъ быть равенъ 9,0—9,5%.

Построеніе кривой по таблицѣ VII не представляетъ, конечно, труда.

Итакъ  $\%$  углекислоты въ газахъ для неизмѣняющейся нагрузки двигателя — есть величина приблизительно <sup>1)</sup> одинаковая и измѣняется, при измѣненіи нагрузки, вполне закономерно (таблица VII).

Отсюда слѣдуетъ, что, зная составъ нефти, расходъ ея на 1 д. IP-часъ при полной нагрузкѣ, коэффициентъ подачи и механический коэффициентъ полезнаго дѣйствія, анализъ долженъ дать, при данной нагрузкѣ, и нормальной работѣ двигателя, вполне опредѣленный, заранее вычисленный  $\%$ .

Перейдемъ теперь къ вопросу о вычисленіи потерь теплоты въ отходящихъ газахъ на 1 д. IP-часъ; при этомъ вычисленіи мы будемъ придерживаться метода, уже принятаго нами при опредѣленіи потерь въ топочныхъ газахъ при испытаніи котловъ.

Пусть содержаніе углекислоты  $CO_2$ , свободнаго кислорода  $O_c$  и азота  $N$  по прибору Орсэ найдено равнымъ:

для  $CO_2$ :  $a\%$  по объему на 100 см<sup>3</sup> сухихъ газовъ,  
 »  $O_c$  :  $b\%$  » » » » » » »  
 »  $N$  :  $c\%$  » » » » » » » »

По таблицѣ VIII, для даннаго двигателя, сорта нефти и данной нагрузки, эти цифры должны быть скорректированы для газовъ съ парами воды; пусть

$$a_1\%, \quad b_1\% \quad \text{и} \quad c_1\%$$

есть дѣйствительное содержаніе въ  $\%$   $CO_2$ ,  $O_c$  и  $N$  въ 100 см<sup>3</sup> влажныхъ газовъ. Если составъ сырой нефти извѣстенъ, т.-е. 1 klg нефти содержитъ  $C$  klg углерода и  $H$  klg водорода, то при его сгораніи въ углекислоту мы получимъ:

$$3,667 \cdot C \text{ klg } CO_2 \quad ^2)$$

или  $\frac{3,667 \cdot C}{\gamma_1}$  куб. метр.  $CO_2$  при 0° и 760 мм. давленія, гдѣ  $\gamma_1 = 1,977$  klg есть вѣсъ 1 mtr<sup>3</sup>  $CO_2$  при 0° и 760 мм. давленія.

<sup>1)</sup> Точность анализа и засасыванія можетъ мѣнять этотъ  $\%$  до 0,5% отъ цифры истиннаго содержанія  $CO_2$ .

<sup>2)</sup>  $C + O_2 = CO_2$ .

1 klg чистаго углерода +  $\frac{32}{12}$  klg кислорода даетъ =  $\frac{44}{12}$  klg углекислоты.

$C$  " " " +  $\frac{32}{12} \cdot C$  " " " =  $\frac{44}{12} \cdot C$  " "

Однако необходимо замѣтить, что работая съ приборомъ Ореса, мы въ немъ имѣемъ газъ при давленіи, господствующемъ въ моментъ испытанія, т.-е.  $p_0$  мм. ртутнаго столба  $\cong 760$  мм., и при температурѣ  $t^{\circ}$  С. машиннаго помѣщенія  $> 0^{\circ}$  С.

При этихъ условіяхъ, 1 mtr<sup>3</sup> газа будетъ вѣсить не 1,977, а вѣсъ его  $\gamma_1'$  выразится формулой:

$$\text{(вѣсъ 1 mtr}^3 \text{ при } t^{\circ} \text{ и } p_0) \gamma_1' = \left( \frac{273 \cdot 1,977}{273 + t} \right) \cdot \frac{p_0}{760} \text{ для углекислоты. (38)}$$

$$\text{» » » » } \gamma_2' = \left( \frac{273 \cdot 1,43}{273 + t} \right) \cdot \frac{p_0}{760} \text{ » кислорода . (39)}$$

$$\text{» » » » } \gamma_3' = \left( \frac{273 \cdot 1,257}{273 + t} \right) \cdot \frac{p_0}{760} \text{ » азота . . . (40)}$$

Итакъ на 1 klg нефти получено  $\frac{3,667 \cdot C}{\gamma_1'}$  mtr<sup>3</sup> углекислоты при  $t^{\circ}$  С. и  $p_0$  мм. ртутнаго столба давленія атмосферы; но на 1 д. IP-часъ расходъ нефти составлялъ  $g$  klg, слѣдовательно абсолютное количество  $CO_2$  въ газахъ на 1 д. IP-часъ равно:

$$q_1 = g \cdot \frac{3,667 \cdot C}{\gamma_1'} \text{ mtr}^3,$$

что соотвѣтствуетъ анализу  $a_1$  %.

Отсюда находимъ

$$\text{количество кислорода въ газахъ } q_2 = \frac{g \cdot 3,667 \cdot C}{\gamma_1'} \cdot \frac{b_1}{a_1}$$

и

$$\text{» азота » » } q_3 = \frac{g \cdot 3,667 \cdot C}{\gamma_1'} \cdot \frac{c_1}{a_1}$$

въ куб. метрахъ при  $t^{\circ}$  С. и  $p_0$  мм. давленія воздуха.

Полный объемъ газовъ на 1 д. IP-часъ:

$$Q_0 = \frac{g \cdot 3,667 \cdot C}{a_1} \cdot \left\{ \frac{a_1}{\gamma_1'} + \frac{b_1}{\gamma_2'} + \frac{c_1}{\gamma_3'} \right\} . . . . . (41)$$

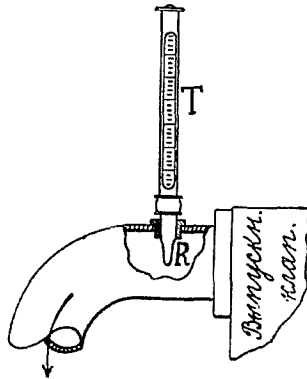
а по вѣсу:

$$Z_0 = q_1 \cdot \gamma_1' + q_2 \cdot \gamma_2' + q_3 \cdot \gamma_3' . . . . . (42)$$

Для того, чтобы найти количества теплоты, унесенныя газами, необходимо знать, во-1-хъ, температуру газовъ тотчасъ при выходѣ изъ выхлопнаго клапана, во-2-хъ, теплоемкость газовъ при данныхъ температурахъ и въ-3-хъ, температуру воздуха, засосаннаго въ цилиндры и внеснаго, слѣдовательно, нѣкоторое опредѣленное количество тепла; съ достаточной

точностью положимъ, что вѣсъ воздуха на 1 д. IP-часъ введеннаго въ цилиндръ равенъ вѣсу газовъ <sup>1)</sup>).

Опредѣленіе температуры газовъ производится или помощью обыкновеннаго ртутнаго термометра въ металлической оправѣ съ сжатымъ азотомъ, на 500—550° С., введеннаго въ каждую трубу отходящихъ газовъ тотчасъ за клапаномъ (черт. 42), или точнаго термоэлектрическаго пирометра (см. вып. 1, Технической Контроль, стр. 55, 56); для нѣсколькихъ цилиндровъ, работающих, приблизительно, съ одинаковой индикаторной мощностью, берется средняя температура  $T_0^{\circ}$  С. газовъ.



Черт. 42.

Потеря теплоты въ отходящихъ газахъ окончательно можетъ быть выражена формулой;

$$w_g \text{ калорій} = (q_1 \cdot \gamma_1' \cdot C_p' + q_2 \cdot \gamma_2' \cdot C_p'' + q_3 \cdot \gamma_3' \cdot C_p''') \cdot (T_0 - t) = Z_0 \cdot (T_0 - t) \cdot C_p \dots \dots \dots (43)$$

подобная уже выведенной нами въ § 4;  $C_p'$ ,  $C_p''$  и  $C_p'''$ —суть теплоемкости  $CO_2$ ,  $O$  и  $N$  при постоянномъ давленіи и температурѣ  $T_0^{\circ}$ , а  $C_p$ —средняя теплоемкость газовъ.

При техническихъ испытаніяхъ, не преслѣдующихъ особой степени точности, выведенныя формулы можно упростить, если испытанія производятся близко къ полной нагрузкѣ.

Во-первыхъ, вмѣсто пользованія формулами 38, 39 и 40, можно принять при  $t = 25^{\circ}$  С. и  $P_0 = 736$  мм. ртутнаго столба (метрическая атмосфера), слѣдующій вѣсъ 1  $mtg^3$  газовъ, весьма близкій къ обыкновеннымъ условіямъ состоянія атмосферы:

$$\left. \begin{array}{l} \text{для } CO_2 \quad \gamma_1' = 1,75 \text{ кг на 1 куб. метръ} \\ \text{» } O \quad \gamma_2' = 1,26 \text{ » » » »} \\ \text{» } N \quad \gamma_3' = 1,11 \text{ » » » »} \end{array} \right\} \dots \dots (44)$$

<sup>1)</sup> Разница на вѣсъ нефти и количество пульверизирующаго воздуха.

Во-вторыхъ, принимая 8% по объему углекислоты въ отходящихъ газахъ, а по формулѣ (31) вычисляя  $O_c = 10\%$  и  $N = 82\%$ , напишемъ уравненіе (43) въ слѣдующемъ видѣ:

$$W_g = \frac{g \cdot 3,667 \cdot C}{\gamma_1 a_1} \cdot \{a_1 \cdot \gamma_1' \cdot C_p' + b_1 \cdot \gamma_2' \cdot C_p'' + C_1 \cdot \gamma_3' \cdot C_p'''\} \cdot [T_0 - t] = \\ = \frac{g \cdot 3,667 \cdot C}{\gamma_1' a_1} \cdot \{\gamma_1' \cdot a_1 + \gamma_2' \cdot b_1 + \gamma_3' \cdot C_1\} [T_0 - t] \cdot C_p,$$

а отсюда:

$$C_p = \frac{a_1 \cdot \gamma_1' \cdot C_p' + b_1 \cdot \gamma_2' \cdot C_p'' + C_1 \cdot \gamma_3' \cdot C_p'''}{\gamma_1' \cdot a_1 + \gamma_2' \cdot b_1 + \gamma_3' \cdot C_1} \dots \dots \dots (45)$$

Подставляя

$$C_p' = 0,2375$$

$$C_p'' = 0,2175$$

$$C_p''' = 0,1952 + 0,0003 \cdot T_0, \text{ гдѣ } T_0 = 400^\circ \text{ C. } ^1)$$

получимъ:

$$C_p = 0,30 \dots \dots \dots (46)$$

Эту цифру средней теплоемкости газовъ въ двигателяхъ Дизеля можно принимать для нагрузокъ отъ  $\frac{3}{4}$  до полной, съ достаточной степенью точности.

Вычисленные потери въ газахъ, однако, не представляютъ еще полной потери въ отходящихъ газахъ; необходимо считаться еще съ потерей тепла увесенной парами  $H_2O$  отъ сгорания водорода  $H$  нефти<sup>1)</sup>, и парами  $H_2O$  отъ влажности самого воздуха въ машинномъ помѣщеніи.

Вѣсь паровъ воды получить не трудно, зная, что на 1 klg водорода требуется 8 klg кислорода и образуется 9 klg паровъ воды, а на 1 klg нефти, имѣющей  $H$  klg водорода, выдѣляется:

$$9H \text{ klg паровъ воды};$$

на 1 д. IP-часъ расходуется  $g$  klg нефти, а потому на 1 д. IP-часъ приходится:

$$9 \cdot H \cdot g \text{ klg паровъ воды} \dots \dots \dots (47)$$

По новѣйшимъ изслѣдованіямъ, для очень перегрѣтыхъ паровъ (350—450° C.), теплоемкость можетъ быть принята равной 0,6<sup>2)</sup>; что же касается расчета числа градусовъ, пріобрѣтенныхъ парами воды отъ входа въ цилиндръ до его выхода, то такъ какъ мы полагаемъ (§ 2), что водо-

<sup>1)</sup> Приблизительно температура газовъ при полной нагрузкѣ.

<sup>2)</sup> Въ нормальныхъ установкахъ мы принимаемъ 0,5, обыкновенно принято считать 0,48.

родъ нефти сгораетъ въ пары, а не въ капельно-жидкое состояніе, то слѣдуетъ считать перегрѣвъ паровъ воды отъ той же температуры нефти (или приблизительной равной ей температуры  $t$  воздуха машиннаго помѣщенія). А потому добавочно имѣемъ потерю въ парахъ воды на 1 д. IP-часъ:

$$9. H. g. (T_0 - t) \dots \dots \dots (48)$$

Влажность воздуха « $f$ » можетъ быть опредѣлена гигрометромъ <sup>1)</sup>, т.-е. количество  $\text{klg}$  паровъ въ 1  $\text{klg}$  воздуха можетъ быть опредѣлено изъ того соображенія, что 1  $\text{mtr}^3$  воздуха при  $0^\circ$  и 760  $\text{mm}$ . вѣситъ 1,293, а при  $t^\circ$  и  $p^\circ$   $\text{mm}$ . давленія:

$$\gamma_0 = \left( \frac{273 \cdot 1,293}{273 + t} \cdot \frac{p_0}{760} \right) \text{klg.}$$

Но  $f$  есть количество  $\text{klg}$  въ 1  $\text{mtr}^3$  воздуха, вѣсомъ  $\gamma_0$ , откуда на 1  $\text{klg}$  воздуха абсолютная влажность въ  $\text{klg}$  равна:

$$f_1 \text{klg} = \left( \frac{273 + t}{273 \cdot 1,293} \cdot \frac{760}{p_0} \right) \cdot f \dots \dots \dots (49)$$

При нормальныхъ условіяхъ атмосферы, когда  $p_0 = 745 \text{ mm}$ . и  $t = 25 - 30^\circ \text{ C}$ . въ машинномъ помѣщеніи:  $f_1 = 1,5\%$ , или 0,015  $\text{klg}$  на 1  $\text{klg}$  воздуха.

Отсюда не трудно опредѣлить потерю тепла, зная, что на 1 д. IP-часъ расходуется:

$$\left( \frac{g \cdot \alpha \cdot 11}{1,293} \right) \text{klg воздуха,}$$

<sup>1)</sup> Если  $f$  граммовъ въ 1  $\text{mtr}^3$  воздуха есть абсолютная влажность,  $F$  граммовъ въ 1  $\text{mtr}^3$  воздуха есть наибольшая абсолютная влажность при данной температурѣ воздуха  $t^\circ$ ,  $w$  въ % есть относительная влажность воздуха, то

$$w = 100 \cdot \frac{f}{F},$$

причемъ  $w$  — дается гигрометромъ.

Такъ какъ

$$F = \frac{1,0582}{1 + \alpha t} \cdot p,$$

гдѣ  $\alpha = \frac{1}{273}$ , а  $p$   $\text{mm}$ . ртутнаго столба — есть наибольшая упругость при насыщеніи, то для  $t = 30^\circ \text{ C}$ . и  $p = 31,55 \text{ mm}$ .,

$$F = 30 \text{ граммовъ,}$$

а отсюда:

$$f = \frac{30 \cdot w}{100} \text{ граммовъ.}$$

гдѣ  $\alpha$  — коэффициентъ избытка воздуха; перегрѣвъ ихъ отъ  $t$  до  $T_0$  даетъ окончательно потерю тепла формулой:

$$\frac{g \cdot \alpha \cdot 11}{1,293} \cdot f_1 \cdot (T_0 - t) \cdot 0,6. \quad (50)$$

Мы познакомились съ вычисленіями потерь теплоты въ отходящихъ газахъ, но не вполне выяснили измѣненіе этихъ потерь при уменьшеніи нагрузки.

Выраженіе (43) намъ дастъ:

$$w_g = g \cdot \frac{3,667 \cdot C}{\gamma_1' \cdot a_1} \cdot [T_0 - t] \cdot C_p \text{ калорій на 1 д. IP-часть;}$$

но изъ (37) мы имѣемъ:

$$w_g = \frac{(W_{\text{д.}} + W_0) \cdot \eta_m \cdot g_c}{W_{\text{д.}}} \cdot \frac{3,667 \cdot C}{\gamma_1' \cdot a_1} \cdot [T_0 - t] \cdot C_p,$$

гдѣ  $W_0$ ,  $\eta_m$ ,  $g_c$ ,  $C$ ,  $\gamma_1'$ ,  $t$  и  $C_p$  можно съ достаточной точностью принять постоянными, а переменными будутъ только  $W_{\text{д.}}$ ,  $a_1$  и  $T_0$ , причемъ:

$$a_1 = f_1(W_{\text{д.}})$$

и

$$T_0 = f_{11}(W_{\text{д.}}),$$

именно и  $a_1$  и  $T_0$  уменьшаются съ уменьшеніемъ нагрузки  $W_{\text{д.}}$  двигателя; вообще  $w_g$  нѣсколько увеличивается съ уменьшеніемъ  $W_{\text{д.}}$ , но въ предѣлахъ отъ  $\frac{3}{3}$  до  $\frac{2}{3}$  полной нагрузки это увеличеніе ничтожно.

Температура отходящихъ газовъ можетъ, однако, варьировать въ довольно широкихъ предѣлахъ, такъ какъ процессъ расширенія газовъ осложняется явленіями догорания; если догораніе на всемъ пути хода поршня, на которомъ происходитъ расширеніе газовъ значительно, то разумѣется и конечная температура будетъ повышаться. Догораніе легко качественно (но не количественно) изучить по кривой расширенія на индикаторной діаграммѣ, если построить адиабату съ коэффициентомъ « $k$ » вычисленному для данной смѣси газовъ съ определеннымъ %  $CO_2$ ; отклоненія кривой расширенія отъ адиабаты будетъ, во-первыхъ, зависѣть отъ отнятія тепла охлаждающей водой, а во-вторыхъ, отъ большаго или меньшаго догорания. Это догораніе особенно характерно при весьма малыхъ нагрузкахъ и весьма большихъ перегрузкахъ, а также у быстроходныхъ двигателей Дизеля.

§ 9. Опредѣленіе тепла, потеряннаго въ охлаждающей водѣ. Наибольшею частью изслѣдованія двигателя является опредѣленіе потерь на охлаждающую воду, обтекающую водяныя рубашки цилиндровъ двигателя. Кромѣ охлаждения цилиндровъ, мы имѣемъ еще и охлажденіе цилиндровъ компрессоровъ и сжатого воздуха для пульверизаціи въ холодильникахъ.



Обыкновенно на практикѣ <sup>1)</sup> опредѣляютъ полную сумму тепла, унесеннаго охлаждающей водой и для цилиндровъ и для компрессоровъ съ холодильникомъ, для чего опредѣляютъ количество  $g$  воды въ  $\text{klg}$  на 1 д. IP-часъ, подведенное къ двигателю, при температурѣ  $\tau_1^0$ , а выходящей изъ рубашекъ цилиндровъ при средней температурѣ  $\tau_2^0$ ; количество воды, расходуемое на холодильникъ и компрессоры весьма ничтожно, если только температура выходящей воды близка къ  $\tau_2^0$ . Въ виду этого при испытаніяхъ, устанавливается нѣсколько термометровъ (на каждый изъ цилиндровъ и на воду изъ холодильника) и кранами стараются регулировать температуры такъ, чтобы ихъ по возможности уравнивать.

Ясно, что потеря тепла будетъ равна:

$$w_w = g \cdot (\tau_2 - \tau_1) \dots \dots \dots (51)$$

на 1 д. IP-часъ.

Это количество теплоты для данной нагрузки двигателя есть величина приблизительно постоянная, а слѣдовательно, для данной нагрузки и даннаго двигателя, можно написать:

$$w_w = g \cdot (\tau_2 - \tau_1) = q_1 \cdot (\tau_3 - \tau_1) = q_n \cdot (\tau_n - \tau_1)$$

или

$$\frac{g}{q_1} = \frac{\tau_3 - \tau_1}{\tau_2 - \tau_1} \dots \dots \dots (52)$$

это, конечно, вѣрно только при условіи приблизительно равныхъ температуръ  $T_0$  отходящихъ газовъ, что вполне вѣроятно при поддержаніи одинаковой нагрузки двигателя.

Многочисленные испытанія всевозможныхъ типовъ двигателей вообще даютъ цифру расхода, при  $50^0$  разности температуръ уходящей и поступающей воды, отъ 1,25 до 1,5 ведра, или отъ 15,0 до 20 литровъ воды приблизительно, на 1 д. IP-часъ, при полныхъ, или близко къ полной, нагрузкахъ.

Несомнѣнна и связь между температурой газовъ и количествомъ и температурой охлаждающей воды; установить эту связь, однако, весьма трудно и пока еще не дѣлалось въ этомъ направленіи попытокъ.

Для опредѣленія количества воды можно пользоваться или водомѣрами разныхъ системъ, конечно, вывѣренными для данной температуры входящей воды и средняго количества ея въ часъ, или измѣрить уходящую въ смотровую воронку горячую воду отводомъ ея въ мѣрный бакъ.

Такъ какъ для текущаго контроля не требуется особой точности, то слѣдуетъ рекомендовать установку водомѣра наиболѣе простой системы

---

<sup>1)</sup> Если не желаютъ знать теоретическій механическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія двигателя.

(напр. дискового, системы Томсона) на общей подводившей воду трубѣ; для болѣе точныхъ періодическихъ испытаній, продолжительность которыхъ, вообще говоря, длится не болѣе 2—3 часовъ, лучше пользоваться мѣрнымъ бакомъ или бочками, отводя туда горячую воду; послѣднія удобнѣе еще и тѣмъ, что можно измѣрить отдѣльно расходъ воды на компрессоры и холодильникъ, такъ какъ температура этой воды вообще значительно ниже температуры воды изъ водяныхъ рубашекъ.

§ 10. Полный балансъ тепла, причина возможной невязки. Хотя въ § 4 мы предварительно уже выяснили элементы баланса тепла на 1 д. ПР-часъ, а въ §§ 5, 6, 8 и 9 разобралл подробно способы ихъ опредѣленія и вычисления, тѣмъ не менѣе весьма полезно вернуться вновь къ этому вопросу, выяснивъ себѣ, какой практической результатъ мы можемъ имѣть отъ полученія необходимыхъ составныхъ потерь при работѣ двигателя.

Выраженіе (19)

$$K_g = 632 + w_0^1) + w_w + w_g \pm w \text{ калорій на 1 д. ПР-часъ,}$$

заключаетъ въ себѣ выраженіе полного баланса теплоты, а величина  $\pm w$  даетъ указаніе на достаточную точность опредѣленія потерь.

Если взять  $\%$  отношеніе теплотъ къ  $K_g$ , то мы получаемъ такъ наз. экономическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія двигателя:

$$\eta_c = \frac{632}{K_g} = \frac{632}{K_g} \cdot 100\% \dots \dots \dots (53)$$

норма котораго для двигателей Дизеля общеизвѣстна и составляетъ въ среднемъ:

$$30—32\%;$$

меньшая цифра относится къ двигателямъ отъ 50 до 150 силъ, болѣе—отъ 200 до 600 силъ.

Возможная невязка при испытаніяхъ главнымъ образомъ будетъ происходить отъ неточности приборовъ; процентъ неточности индикаторныхъ диаграммъ колеблется въ предѣлахъ 1—3%, термометровъ — въ предѣлахъ 1—2%, анализа газовъ въ предѣлахъ 2—3%, отсюда суммарная неточность близка къ 5—7%.

Нѣкоторыя, весьма впрочемъ небольшія, потери мы вообще не учитываемъ; къ таковымъ относятся потери на лучеиспусканіе <sup>2)</sup>, потери на засасываніе воздуха и выталкиваніе отработанныхъ газовъ.

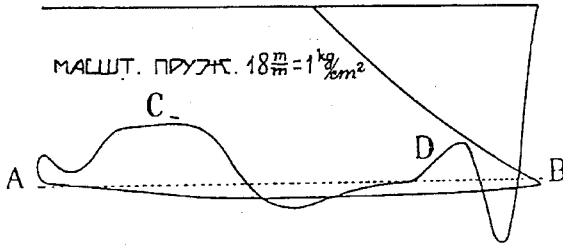
<sup>1)</sup> Подъ  $w_0$  подразумѣваютъ  $\left(\frac{W_i - W_c}{W_c}\right)$ .

<sup>2)</sup> Ничтожность этой потери очевидна, такъ какъ температура цилиндровъ равна температурѣ охлаждающей воды, т.е. 50—70° С., а окружающаго воздуха около 20—30° С.

Впрочемъ эту послѣднюю потерю легко учесть, если снять весьма слабой пружиной индикаторную діаграмму, и отрицательную работу засасывающаго и выталкивающаго пропланиметрировать.

На черт. 43 представлена фактически снятая діаграмма пружиной, масштабъ которой равенъ 18 шт. <sup>1)</sup>). Какъ видно изъ діаграммы, кривая выталкивающаго газовъ имѣетъ синусоидальный характеръ, показывающій, что ускореніе при выходѣ газовъ изъ цилиндра чрезъ клапанъ отходящихъ газовъ настолько велико, что давленіе падаетъ ниже атмосфернаго и только приблизительно на серединѣ хода нѣсколько повышается.

Другими словами, работа выталкивающаго почти равна нулю и только одно засасываніе воздуха даетъ отрицательную работу весьма впрочемъ



Черт. 43.

ничтожную, сравнительно съ общей индикаторной работой газовъ въ цилиндрѣ.

При достаточной внимательности при техническихъ испытаніяхъ двигателей Дизеля невязка баланса рѣдко превышаетъ 6—7%, нормально колеблясь между 3—5%.

§ 11. Опредѣленіе коэффиціента подачи воздуха. Въ § 3 мы уже вкратцѣ познакомились съ терминомъ «коэффиціентъ подачи», опредѣляя его, какъ отношеніе дѣйствительно восаннаго за одинъ ходъ поршня воздуха  $Q_{pt}^3$ , къ объему цилиндра  $Q_{cm}^3$ , или

$$\eta^0 = \frac{Q_p}{Q_t} = \frac{Q_p}{\pi D^2 \cdot h \cdot 4 \cdot 100^3}$$

гдѣ  $D$ —діаметръ поршня въ см., а  $h$ —ходъ въ метрахъ.

Затѣмъ было указано, что опредѣленіе коэффиціента подачи  $\eta_0$  можетъ быть произведено изъ выраженія (9)

$$\eta_0 = \frac{\alpha \cdot L_t \cdot g}{Q_t}$$

гдѣ

$$\alpha \cdot L_t \cdot g = Q_p$$

<sup>1)</sup> Для нормальнаго индикаторнаго поршня.

причем  $\alpha$ —коэффициентъ избытка воздуха, опредѣляется по анализу отходящихъ газовъ;  $L_i$ —объемъ воздуха въ  $m^3$ , теоретически необходимаго для полнаго сгорания 1 klg сырой нефти,  $g$ —количество нефти въ klg, подаваемое за одинъ рабочій ходъ двигателя при полной нагрузкѣ.

Количество засосаннаго воздуха, опредѣленное по анализу отходящихъ газовъ, т.-е. по коэффициенту избытка воздуха « $\alpha$ » не вполне точно опредѣляетъ коэффициентъ подачи  $\eta_0$ , такъ какъ при пульверизаціи нефти часть воздуха доставляется извнѣ, отъ компрессоровъ.

Нетрудно однако точно установить количество воздуха, подаваемое при пульверизаціи, если регулировать работу компрессора низкаго давленія такъ, чтобы все количество засосанное поршнемъ компрессора воздуха шло на пульверизацію; эта подрегулировка совершается установкой всасывающаго клапана компрессора, при поддержаніи давленія по манометру въ рабочемъ резервуарѣ сжатого воздуха неизмѣннымъ, изъ чего будетъ конечно слѣдовать, что все количество засосаннаго компрессоромъ воздуха  $q_p m^3$ , за одинъ ходъ рабочаго поршня пульверизировано вмѣстѣ съ нефтью въ цилиндръ двигателя. Это количество можно вычислить по размѣрамъ цилиндра компрессора низкаго давленія и діаграммамъ компрессора.

Для техническихъ испытаній можно однако считать правильнымъ опредѣленіе коэффициента подачи по анализу газовъ.

Если анализъ газовъ не производится, то съ нѣкоторой приближенностью, коэффициентъ подачи можетъ быть вычисленъ по температурѣ остаточныхъ газовъ, температурѣ внутреннихъ стѣнокъ цилиндра, охлаждаемаго водою, количеству остаточныхъ газовъ (въ зависимости отъ величины пространства горѣнія къ объему описанному поршнемъ), потери давленія при всасываніи воздуха.

Мы однако не будемъ приводить здѣсь такого вычисленія, отсылая интересующихся къ сочиненію Гюльднера <sup>1)</sup>, такъ какъ считаемъ, что этотъ вопросъ, во-первыхъ, выходитъ за предѣлы этого курса, а, во-вторыхъ, эти вычисленія основываются на такихъ допущеніяхъ, что результаты ихъ не заслуживаютъ довѣрія.

Коэффициентъ подачи вообще говоря уменьшается съ увеличеніемъ числа оборотовъ двигателей, и для быстроходныхъ двигателей отъ 250 и выше оборотовъ равенъ:

$$\eta_0 = \text{отъ } 0,78 \text{ до } 0,82;$$

для тихоходныхъ

$$\eta_0 = \text{отъ } 0,80 \text{ до } 0,85.$$

<sup>1)</sup> Двигатели внутреннего сгорания стр. 149, 150.

§ 12. Индикаторныя діаграммы и ихъ разборъ для опредѣленія правильности работы органовъ Дизель-мотора; ненормальныя діаграммы и причины ихъ искаженія. Дѣйствительно получаемыя индикаторныя діаграммы съ цилиндровъ работающихъ двигателей довольно рѣзко отличаются отъ діаграммъ построенныхъ теоретически, какъ это мы уже видѣли въ § 5, черт. 9, гдѣ сплошная кривая—есть индикаторная діаграмма снятая индикаторомъ, а двѣ пунктирныя кривыя (адиабата сжатія воздуха при  $k=1,41$ , и адиабата расширения газовъ при  $k=1,35$  для данной смѣси газовъ)—суть теоретическія кривыя сжатія и расширения.

Мы уже знаемъ, что главными причинами отклоненія составныхъ частей рабочего процесса отъ адиабатъ сжатія и расширения являются:

- 1) отнятіе тепла отъ сжимаемаго воздуха охлаждающей стѣнки цилиндра водою,
- 2) отнятіе тепла отъ расширяющихся газовъ охлаждающей стѣнки цилиндра водою, и
- 3) явления догорания въ періодъ расширения.

Всѣ эти три главные причины даютъ въ результатѣ для сжатія воздуха политропическую кривую, а для расширения газовъ не только политропу, но иногда и двойко-выпуклую кривую въ началѣ и въ концѣ процесса расширения.

Однако по формѣ получаемыхъ діаграммъ, если принять вышеуказанныя 3 причины, какъ нормальныя причины искаженія діаграммъ, можно судить вообще о правильности работы органовъ двигателя, если извѣстна нормальная діаграмма двигателя.

Нормальная діаграмма двигателя должна давать прежде всего нормальное сжатіе засосаннаго воздуха до 31—32 атмосферъ ( $\text{kg}/\text{cm}^2$ ); на черт. 39 показаны 4 діаграммы, изъ коихъ двѣ даютъ сжатіе и расширение воздуха, безъ ввода въ цилиндръ горючаго.

Но этой нормальной діаграммѣ сжатія воздуха можно судить о величинѣ сжатія, не мѣняющейся для всѣхъ діаграммъ при разныхъ нагрузкахъ.

Загѣмъ пульверизація горючаго и горѣніе сопровождается нормально нѣкоторымъ повышеніемъ давленія отъ 2 до 5  $\text{kg}/\text{cm}^2$ , т.-е. до 37  $\text{kg}/\text{cm}^2$ , причемъ мгновеніе впуска горючаго должно соответствовать концу сжатія, т.-е. повышение давленія должно быть плавнымъ продолженіемъ кривой сжатія, закругляясь при 35—37  $\text{kg}/\text{cm}^2$ , и оканчиваясь моментомъ начала расширения.

На эту кривую горѣнія оказываютъ вліянія:

- 1) давленіе пульверизирующаго воздуха, и
- 2) моментъ открытія нефтяного клапана, слишкомъ ранній или слишкомъ поздній.

Далѣе, по закрытіи нефтяного клапана кривая горѣнія плавно пере-

ходить въ кривую расширенія, вначалѣ нѣсколько выпуклую, вслѣдствіе явленій догорания частицъ горючаго, а потомъ вогнутую по политропѣ (ср. черт. 33).

Наконецъ выпускъ газовъ, чрезъ открывающійся нѣсколько ранѣе мертвой точки клапанъ отходящихъ газовъ, происходитъ при давленіяхъ въ 2—3  $\text{kg/cm}^2$  и характеризуется плавнымъ загибомъ кривой расширенія до сліянія съ атмосферной линіей діаграммы; прямыя выпуска газовъ и засасыванія свѣжаго воздуха почти совпадаютъ съ атмосферной линіей діаграммы.

Неправильныя діаграммы получаютъ двухъ категорій:

I категория: отъ неправильности работы индикатора,

II « « « « « двигателя.

Въ таблицѣ IX собраны наиболѣе характерныя діаграммы двигателя Дизеля,

въ отдѣлѣ А. — Нормальныя діаграммы;

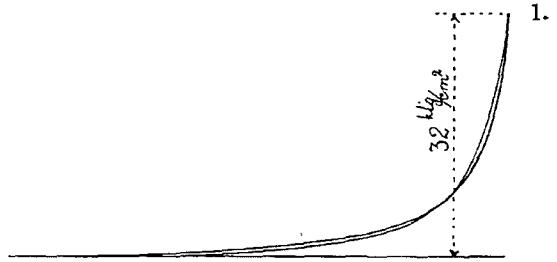
» « В. — Неправильныя діаграммы отъ неправильной работы индикатора;

» « С. — Неправильныя діаграммы отъ неправильной работы органовъ двигателя.

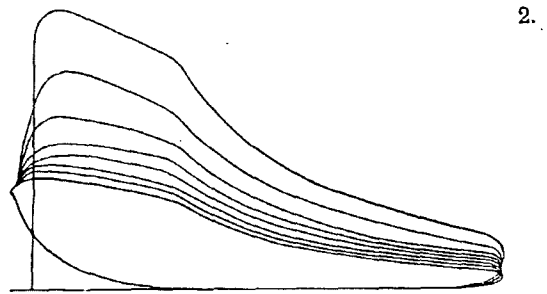
Т а б л и ц а IX.

А. Нормальные диаграммы. — Пояснения.

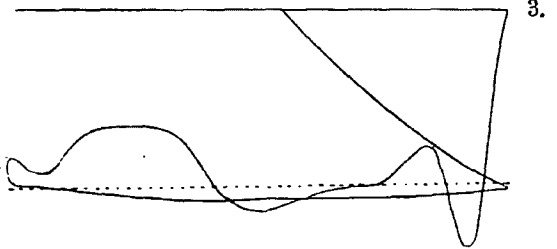
1. Кривая сжатія и расширенія воздуха почти совпадаютъ.



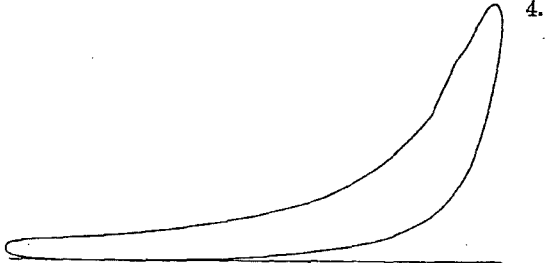
2. Давленіе воздуха отъ наибольшаго (50—55 kg/cm<sup>2</sup>) падаетъ постепенно до начала вспышки и полученія 1-го рабочаго процесса; диаграмма пуска въ ходъ.



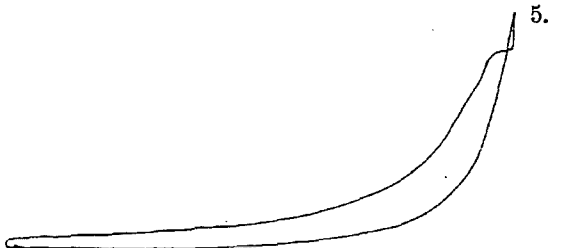
3. Снимается слабой пружиной; линія высасыванія ниже атмосферной и почти ей параллельна; линія выталкиванія синусоидальна.

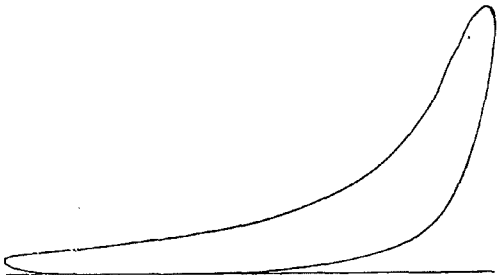
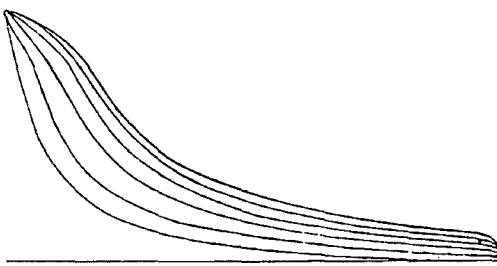
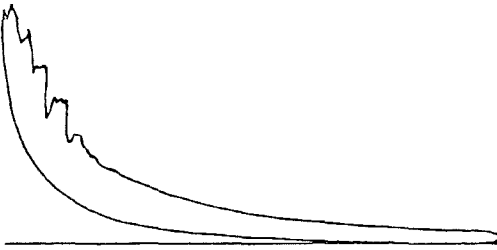
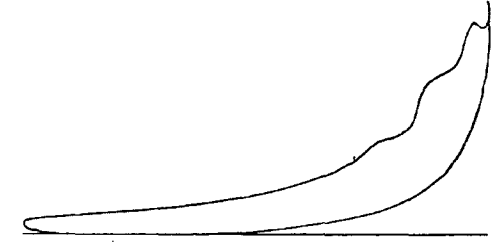
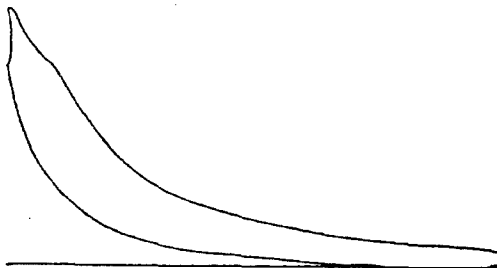


4. Среднее индикаторное давленіе  $p_m^i =$  : полная нагрузка.



5. Среднее индикаторное давленіе въ одномъ работающемъ цилиндрѣ  $p_m^i =$  : половинная нагрузка.

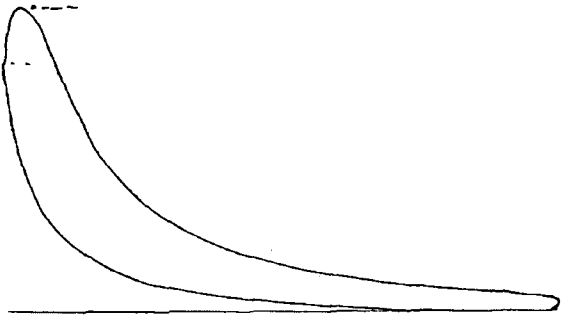


6. Среднее индикаторное давление  $p_{im} =$  ; перегрузка.
- 
7. Плавно изменяющіяся кривыя отъ холостого хода до полной нагрузки; діаграмма регулировки.
- 
- В. Неправильныя діаграммы отъ неправильной работы индикатора.
8. Засореніе поршня индикатора, или заѣданіе штока.
- 
9. Слабая пружина для данныхъ давленій и числа оборотовъ.
- 
10. Барабанъ индикатора бьетъ, слишкомъ длиненъ шнуръ.
- 

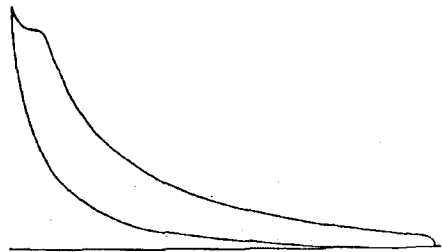


С. Неправильныя діаграммы отъ неправильной работы органовъ двигателя.

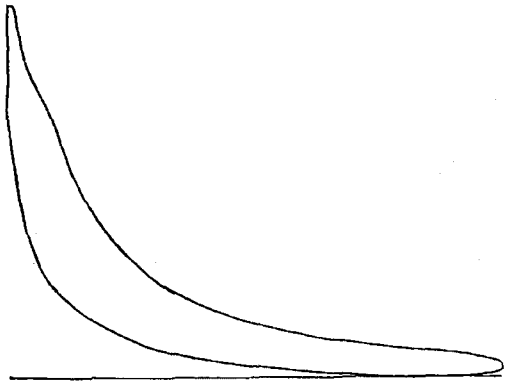
11. Давленіе пульверизирующаго воздуха слишкомъ велико. 11.



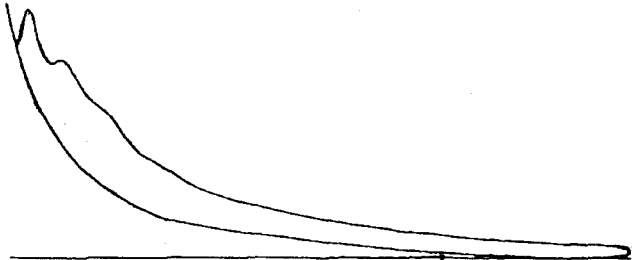
12. Давленіе пульверизирующаго воздуха мало. 12.

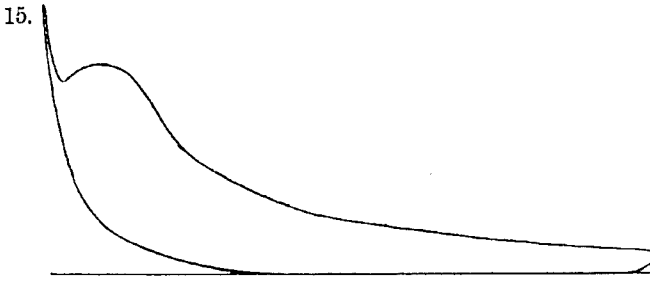


13. Слишкомъ велико сжатіе, а отсюда высокое давленіе сгорания. 13.

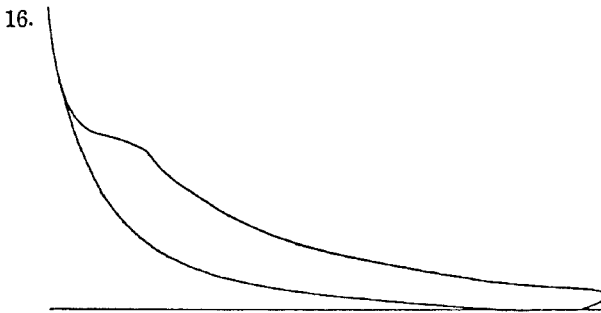


14. Запоздываніе пульверизаціи горячаго. 14.

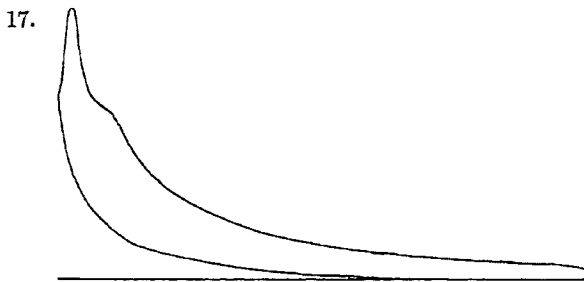




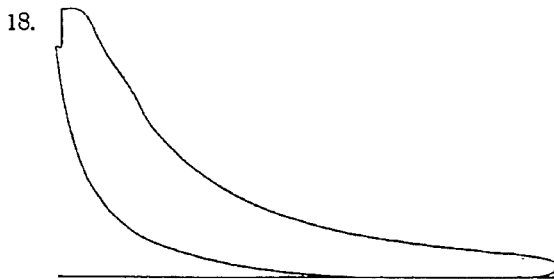
15. Запаздывание пульверизации горючаго.



16. Сжатіе велико, нефтяной клапанъ засоренъ.

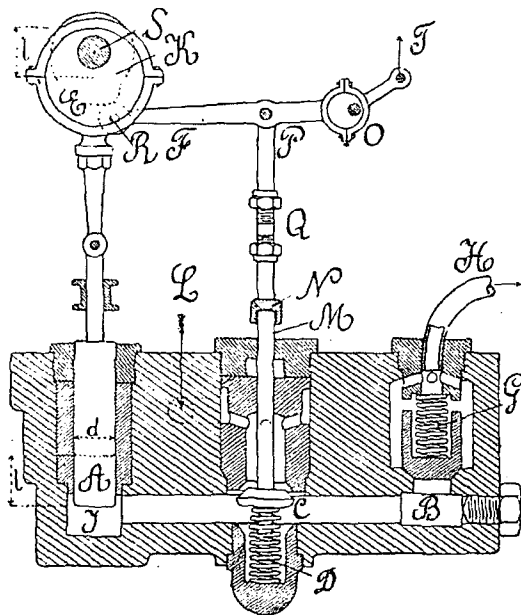


17. Сжатіе очень мало, неправильное горѣніе вспышкой.



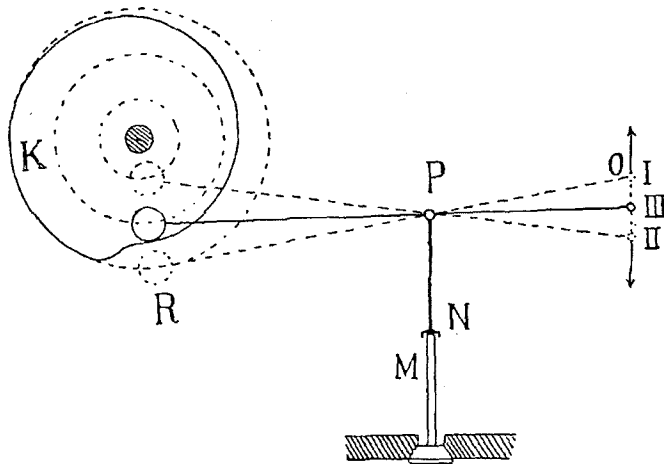
18. Пульверизация нефти запаздываетъ.

§ 13. Нефтяной насосъ и регулирование подачи нефти; вліяніе давленія пульверизирующаго воздуха на работу двигателя; вліяніе сжатія. Весьма интересную и важную часть двигателя Дизеля составляетъ нефтяной насосъ



Черт. 48.

въ связи съ автоматическимъ регулированіемъ подачи нефти при измѣненіи нагрузки.



Черт. 49.

На черт. 48 и 49 представлепы схематически разръзъ нефтяного насоса и способъ его дѣйствія при измѣненіи нагрузки.

Обыкновенный центробѣжный регуляторъ съ тяжелой муфтой регулируетъ подачу нефти, перемѣщая точку  $T$  эксцентрика  $O$  вверхъ и внизъ; рычагъ  $OPF$  вращаясь на шарнирѣ  $O$  имѣетъ въ точкѣ  $P$  вертикальную тягу  $PN$  съ шапochкой  $N$ , свободно упирающейся въ шпиндель  $M$  всасывающаго клапана  $C$  нефтяного насоса; этотъ клапанъ пружиной  $D$  всегда прижатъ къ своему сѣдлу, закрывая доступъ нефти черезъ отверстіе  $L$ .

На концѣ  $F$  рычага  $FPO$  укрѣпленъ роликъ  $R$ , поверхность котораго можетъ касаться части дуги кулачка  $K$  укрѣпленнаго на распредѣлительномъ валу  $S$  двигателя; этотъ валъ соединенъ зубчатой передачей съ главнымъ валомъ двигателя, но дѣлаетъ вдвое меньшее число оборотовъ въ минуту.

Такъ какъ шарниръ  $O$  рычага  $FPO$  перемѣщается въ плоскости чертежа въ зависимости отъ положенія муфты регулятора и притомъ такъ, что при увеличеніи числа оборотовъ двигателя шарниръ  $O$  нѣсколько опускается внизъ, то и точка  $P$  также опустится ниже; но такъ какъ конецъ шапочки  $N$  покоится на концѣ шпинделя  $M$ , то роликъ  $R$  нѣсколько приподнимется, а кулачекъ  $K$  будетъ нажимать его на длинѣ дуги бoльшей, нежели ранѣе.

Нажимъ кулачкомъ ролика  $R$  заставитъ, при каждомъ оборотѣ распредѣлительнаго вала, производить принудительный нажимъ концомъ  $N$  шпинделя  $M$ , приоткрывая клапанъ  $C$  на болѣе продолжительное время; при еще болѣе увеличивающемся числѣ оборотовъ шарниръ  $O$  опустится настолько, что роликъ  $R$  будетъ все время находиться подѣ дѣйствіемъ кулачка  $K$ , а шапочка  $N$ , благодаря этому будетъ непрерывно нажимать на клапанъ  $C$ , поддерживая его открытымъ.

Теперь не трудно понять дѣйствіе насоса и процессъ подачи нефти въ цилиндръ двигателя при разныхъ нагрузкахъ: на томъ же распредѣлительномъ валу находится эксцентрикъ  $F$  дающій колебательное движеніе поршню  $A$  нефтяного насоса; ходъ  $l$  и діаметръ его  $d$  опредѣляютъ объемъ нефти, который засасывается насосомъ при работѣ двигателя; этотъ объемъ не мѣняется.

При ходѣ поршня насоса вверхъ, клапанъ  $C$  открытъ и черезъ  $L$  самотекомъ нефть вливается подѣ поршень  $A$  насоса, заполняя полость  $JCB$ ; при обратномъ ходѣ поршня уже возможны нѣсколько положеній клапана  $C$  въ зависимости отъ положенія шарнира  $O$ , ролика  $R$  и точки  $P$  черт. 49:

I положеніе: роликъ  $R$  пересталъ касаться кулачка  $K$ , шарниръ  $O$  стоитъ въ верхнемъ положеніи, а шапочка  $N$  свободно покоится на  $M$  не нажимая на клапанъ  $C$ ; слѣдовательно клапанъ  $C$  плотно закрытъ, и несжимаемой нефти остается только одинъ выходъ—черезъ нагнетательный клапанъ  $B$ , приподнимая его сжатіемъ пружины  $G$ ; нефть черезъ трубочку  $H$  нагнетается въ пульверизирующій клапанъ цилиндра двигателя, причемъ объемъ нефти—наибольшій, равный объему нефтяного насоса.

Ясно, что это положеніе будетъ соотвѣтствовать наибольшей возможной нагрузкѣ двигателя, т.-е. перегрузкѣ въ 15—20% нормальной.

II положеніе: роликъ *R*, нажимаемый кулачкомъ *K* во время всасывающаго хода поршня насоса, продолжаетъ быть нажатымъ и во время нагнетающаго хода поршня; шарниръ *O* занимаетъ наинизшее положеніе, шапочка *N* все время нажимаетъ на шпindelъ *N*, поддерживаетъ клапанъ *C* открытымъ; въ этомъ случаѣ, выдавливаемая изъ полости *JCB*, нефть будетъ имѣть наименьшее противодавленіе въ клапанѣ *C*, такъ какъ насосу надо преодолѣть лишь небольшой столбъ нефти надъ клапаномъ *C*, а потому все количество нефти будетъ выдвинуто обратно черезъ *C* и *L* въ нефтяной резервуаръ, при плотно закрытомъ клапанѣ *B*.

III и другія промежуточныя положенія: роликъ *R* послѣ начала нагнетательнаго хода поршня насоса внизъ еще нѣкоторое время, на нѣкоторой части хода, остается нажатымъ кулачкомъ *K*, слѣдовательно, на этой части хода клапанъ *C* остается также пріоткрытымъ, позволяя части нефти попасть обратно въ резервуаръ; на остальной части нагнетательнаго хода роликъ *R* перестаетъ касаться кулачка *K*, клапанъ *C* закрывается и часть нефти нагнетается черезъ *B* и *H* въ пульверизирующій клапанъ цилиндра двигателя.

Вышеизложенное показываетъ, что регулированіе подачи нефти въ пульверизирующій клапанъ двигателя, состоитъ въ измѣненіи ея количества, подаваемого за одинъ оборотъ распредѣлительнаго, или два оборота главнаго вала.

Это количество нефти посредствомъ трубки *H* подается въ пульверизирующій клапанъ, причемъ нефть скопляется внизу, клапана какъ это схематически показано на черт. 50. Такъ какъ клапанъ *NN* принудительно открывается всегда на одинъ и тотъ же промежутокъ времени (нѣсколько долей секунды), то ясно, что кольцевой столбъ нефти, высотой  $x$  мм. въ моментъ открытія нефтяной иглы *NN* будетъ протолкнутъ въ цилиндръ съ опредѣленной скоростью, зависящей отъ разности давленій пульверизирующаго воздуха и сжатого воздуха въ самомъ пространствѣ горѣнія. Продолжительность вдвуха нефти будетъ зависѣть затѣмъ отъ высоты « $x$ » столба нефти, причемъ въ остальной промежутокъ времени, до закрытія иглы *NN*, будетъ вдвухаться лишь одинъ воздухъ.

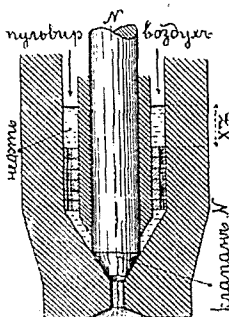
Вспомнимъ (§ 3), что коэффициентъ полезнаго дѣйствія цикла зависитъ отъ степени предварительнаго расширения « $r$ » (черт. 6), именно при уменьшеніи его, коэффициентъ полезнаго дѣйствія увеличивается; слѣдова-

тельно, тѣмъ быстрѣе происходитъ вдуваніе нефти, тѣмъ выше долженъ быть коэффициентъ полезнаго дѣйствія, и тѣмъ меньше расходъ горючаго на 1 ind. IP-часъ.

Явленіе повышенія коэффициента полезнаго дѣйствія цикла при уменьшеніи нагрузки становится теперь совершенно понятнымъ, такъ какъ величина  $\rho$  уменьшается и циклъ двигателя постепеннаго сгорания приближается къ циклу двигателей внутреннего сгорания при постоянномъ объемѣ.

На діаграммѣ «7» черт. 45 показана регулировка двигателя при разныхъ нагрузкахъ, гдѣ ясно видно уменьшеніе степени предварительнаго расширенія « $\rho$ » при уменьшеніи нагрузки.

Необходимо ожидать, основываясь на предыдущемъ изученіи подачи нефти и ея регулированіи, что тѣмъ выше разность давленій пульверизи-



Черт. 50.

рующего воздуха и воздуха сжатого въ цилиндрѣ двигателя, тѣмъ меньше для одного и того же количества нефти (одинаковой высоты  $x$  мм.) будетъ продолжительность вдуванія, а слѣдовательно тѣмъ меньше будетъ величина  $\rho$  и тѣмъ выше коэффициентъ полезнаго дѣйствія цикла  $\eta_c$ .

Съ этой точки зрѣнія весьма выгодно увеличивать давленіе пульверизирующаго воздуха.

Опыты, произведенные въ этомъ направленіи, подтвердили вышеизложенное. Въ испытанномъ двигателѣ пульверизирующая игла NN принудительно открывалась, когда мотыль не доходилъ  $1,1^\circ$  до верхней мертвой точки, и закрывалась послѣ поворота мотыля на  $33,8^\circ$  за эту точку и открытіе не мѣнялось при разныхъ нагрузкахъ; избытокъ давленія пульверизирующаго воздуха составлялъ:

холостой ходъ . . .	37 $\text{kg/cm}^2$	(давленіе сжатія 32 $\text{kg/cm}^2$ )	
$1/4$ нагрузки . . .	48	»	} нормально.
$1/2$ » . . .	52	»	
$2/4$ » . . .	52	»	
полной . . .	53	»	
перегрузкѣ . . .	58	»	

а) При нормальной нагрузкѣ давленіе пульверизирующаго воздуха измѣнялось съ 55 до 60,3  $\text{kg/cm}^2$ ; расходъ нефти уменьшался съ 0,2147 до 0,2032  $\text{kg}$ .

б) При  $\frac{1}{2}$  нагрузки: съ 45,1 до 57,5  $\text{kg/cm}^2$ ; расходъ нефти уменьшался съ 0,2408 до 0,2226  $\text{kg}$ .

в) При холостомъ ходѣ: съ 34,8 до 38  $\text{kg/cm}^2$ ; расходъ нефти уменьшался съ 1,785 до 1,748  $\text{kg}$ . (на 1 д. силу-часъ).

Результатъ показываетъ, что увеличенная работа компрессора при увеличеніи давленія пульверизирующаго воздуха, вполне компенсируется выигрышемъ въ расходѣ горючаго.

Несомнѣнно, что увеличеніе давленія пульверизирующаго воздуха кромѣ того способствуетъ и лучшему распыленію нефти, что существенно улучшаетъ процессъ горѣнія <sup>1)</sup>.

Мы рассмотрѣли вліяніе давленія пульверизирующаго воздуха на коэффициентъ полезнаго дѣйствія двигателя, но не коснулись еще условій ограничивающихъ повышеніе пульверизирующаго давленія. Дѣло въ томъ, что при одинаковой продолжительности открытія пульверизирующаго клапана ( $NN$ ), количество пульверизирующаго воздуха будетъ тѣмъ больше, чѣмъ меньше столбикъ нефти « $x$ »; такъ какъ это было уже упомянуто, въ началѣ открытія клапана  $NN$  впрыскивается нефть, а затѣмъ въ остальное время открытія  $NN$  вгоняется слѣдомъ воздухъ. Отсюда ясно, что трата пульверизаторомъ воздуха будетъ очень велика при холостомъ ходѣ двигателя, и слѣдуетъ уменьшать давленіе его до возможнаго минимума, т.-е. до 36—38  $\text{kg/cm}^2$  <sup>2)</sup>, иначе компрессоры не въ состояніи будутъ восполнить воздухъ, израсходованный на пусканіе двигателя въ ходъ.

Такимъ образомъ испытаніемъ двигателя на холостой ходъ можно провѣрить производительность компрессоровъ; при полной нагрузкѣ расходъ воздуха весьма малъ, и приходится регулировать всасывающій клапанъ компрессора, чтобы уменьшить количество подаваемого имъ воздуха.

Чтобы закончить этотъ параграфъ, коснемся еще вліянія сжатія воздуха поршнемъ двигателя на работу двигателя.

Несомнѣнно повышеніе сжатія, обуславливая собою болѣе высокія температуры сгорания, должно также улучшать въ экономическомъ отношеніи работу двигателя, но въ конструктивномъ отношеніи повышеніе температуръ сгорания, и такъ уже весьма значительныхъ въ двигателяхъ Дизеля, вообще не желательны; весьма высокія температуры и повышенія среднихъ индикаторныхъ давленій служатъ причиной появленія трещинъ на поршняхъ двигателей и быстрое изнашиваніе.

<sup>1)</sup> См. журн. „Двигатель“ №№ 5, 6, 7, Испытанія двпг. Дизеля. D-г Nägel.

<sup>2)</sup> На 4—5  $\text{kg/cm}^2$  выше давленія сжатія.

Практически сжатіе не должно превышать 33—34  $\text{kg/cm}^2$  и проверяется по холостой диаграммѣ, прикрывая доступъ нефти въ испытуемый цилиндръ.

§ 14. Опредѣленіе коэффициента неравномѣрности хода, причины его ухудшенія, вліяніе коэффициента неравномѣрности на параллельную работу Дизель-генераторовъ переменнаго тока. Какъ извѣстно регулированіе числа оборотовъ машинъ-двигателей при измѣненіи нагрузки совершается помощью регуляторовъ, дѣйствующихъ, какъ это, напримѣръ, мы имѣемъ въ двигателяхъ Дизеля (§ 13), на количество горючаго, причѣмъ равновѣсное число оборотовъ устанавливается тогда, когда индикаторная работа въ секунду равна дѣйствительной работѣ + вредная механическая работа треній и вспомогательныхъ приспособленій (компрессоры, насосъ и т. д.), т.е. когда

$$W_i = W_e + W_0$$

для данной нагрузки  $W_e$  на валу двигателя.

Если  $W_e$  понизится или увеличится, то слѣдовательно моментъ сопротивленія вращенію двигателя при  $N$  оборотахъ въ минуту также понизится или увеличится, а такъ какъ моментъ вращенія, пропорціональный для даннаго  $N$  индикаторной мощности, остался тѣмъ же, то нарушеніе равновѣсія обоихъ моментовъ вызоветъ увеличеніе или уменьшеніе числа оборотовъ на такую величину  $\Delta N$ , при которой подаваемое количество горючаго вновь будетъ соответствовать равенству

$$W_i = W_e + W_0.$$

Для электрическихъ станцій не представляетъ особой важности величина  $\Delta N$  для работы полной нагрузкой и работы холостымъ ходомъ; если эта величина, которую мы обозначимъ чрезъ  $\Delta N_0$ , будетъ составлять даже 5—6% отъ  $N$  при полной нагрузкѣ, то электрическимъ регулированіемъ генератора можно всегда поднять или уменьшить электро-движущую силу развиваемую генераторомъ. Чѣмъ ближе  $\Delta N_0$  къ нулю, тѣмъ, какъ извѣстно изъ теоріи регуляторовъ, астатичнѣе регуляторъ, но за то тѣмъ неустойчивѣе работа двигателя; отсюда вытекаетъ, что не слѣдуетъ стремиться къ астатичности регулятора, чтобы не получить волнообразныхъ движеній вала двигателя.

Однако кромѣ кривой измѣненія числа оборотовъ отъ плавнаго измѣненія нагрузки, мы должны считаться съ мгновенными электрическими измѣненіями  $W_e$ , что весьма часто встрѣчается на станціяхъ трамвайныхъ, и передачи и распределенія энергіи <sup>1)</sup>; наконецъ весьма нерѣдки случаи

<sup>1)</sup> Выключеніе и выключеніе крупныхъ электро-двигателей, см. Центр. Эл. Станціи выш. 1 и 2, В. В. Дмигріева.

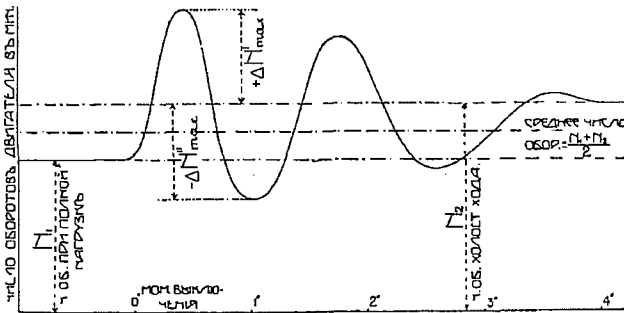


мгновеннаго сбрасыванія нагрузки съ полной до нуля при плавленіи машиннаго предохранителя, или выключеніи максимальныхъ автоматовъ.

При такой мгновенной разгрузкѣ необходимо считаться съ такъ наз. «разгономъ» машины, величина котораго зависитъ отъ быстроты дѣйствія регулятора на притокъ нефти и отъ размѣровъ маховика.

Чѣмъ менѣе астатиченъ регуляторъ, чѣмъ меньше маховикъ, тѣмъ лучше регулируется двигатель при мгновенной разгрузкѣ.

На черт. 51 показана діаграмма изъ которой ясно, что понимается подъ терминомъ «разгонъ» машины, который мы обозначимъ чрезъ  $\Delta N_{\max.}$ .



Черт. 51.

Если  $N_1$  есть число оборотовъ при полной нагрузкѣ,  $N_2$  есть число оборотовъ холостого хода, то «разгонъ» машины  $+\Delta N_{\max.}$  относятъ къ среднему числу оборотовъ

$$\left( \frac{N_1 + N_2}{2} \right)$$

и обозначаютъ въ ‰, т.-е.

$$\frac{\Delta N_{\max.}}{\left( \frac{N_1 + N_2}{2} \right)} \cdot 100 = \Delta N_{\max.} \text{ ‰} \dots \dots \dots (54)$$

Эта величина на практикѣ рѣдко допускается выше  $+6\%$ , нормально  $+5\%$ .

Въ двигателяхъ Дизеля, съ достаточно чувствительными регуляторами, разгонъ можетъ быть очень великъ по слѣдующимъ главнымъ причинамъ:

- 1) Нефтяной насосъ плохо урегулированъ и при наивышемъ положеніи муфты регулятора все-таки происходитъ, хотя и ничтожная по абсолютной величинѣ, но тѣмъ не менѣе относительно большая подача нефти въ пульверизирующій клапанъ;
- 2) трубка, соединяющая насосъ съ пульверизаторомъ слишкомъ длинна, и въ самомъ пульверизирующемъ клапанѣ еще находится на стѣнкахъ нѣ-

которое количество нефти отъ предыдущей подачи; это остаточное количество собирается внизу клапана, и при слѣдующемъ періодѣ вспрыскивается въ цилиндръ, хотя уже въ этотъ моментъ двигатель является разгруженнымъ. Чѣмъ гуще горючее, тѣмъ отчетливѣе это вредное явленіе прилипанія горючаго;

3) наконецъ, извѣстное вліяніе оказываетъ и давленіе пульверизирующаго воздуха, если оно въ моментъ сбрасыванія было слишкомъ велико; этотъ воздухъ самъ по себѣ даетъ толчки разгруженному уже двигателю и увеличиваетъ разгонъ.

Въ нашемъ распоряженіи конечно только имѣется одинъ способъ—подрегулировать нефтяного насоса измѣненіемъ длины рычага  $PN$  (черт. 48).

Совершенно къ другой категоріи относятся явленія, связанныя съ коэффициентомъ неравномѣрности хода двигателя, т.-е. измѣненія угловой скорости за одинъ оборотъ двигателя; мы знаемъ изъ механики, что коэффициентъ неравномѣрности хода двигателя выражается чрезъ:

$$i = \frac{\Omega_{\max.} - \Omega_{\min.}}{\Omega_m.},$$

гдѣ

$$\Omega_m. = \frac{\Omega_{\max.} + \Omega_{\min.}}{2} \dots \dots \dots (55)$$

Понятно, что этотъ коэффициентъ зависитъ отъ числа цилиндровъ, расположенія крипошиповъ вала, отъ вѣса и діаметра маховика, однимъ словомъ отъ кривой тангенціальныхъ усилій даннаго двигателя.

Для двигателей, вращающихъ генераторы постоянного тока, важно имѣть такой коэффициентъ неравномѣрности хода, при которомъ не было бы глазомъ замѣтно миганіе лампъ накаливанія; какъ норму коэффициента можно указать:

$1/_{70}$  — для Дизель-генераторовъ, устанавливаемыхъ для движенія эл. моторовъ на трамвайныхъ и заводско-фабричныхъ станціяхъ;

$1/_{100}$  — для Дизель-генераторовъ освѣтительныхъ станцій для параллельной работы съ батареями аккумуляторовъ;

$1/_{150}$  — минимальный коэффициентъ неравномѣрности для Дизель-генераторовъ освѣтительныхъ станцій безъ батарей аккумуляторовъ.

Вопросъ нѣсколько усложняется, если Дизель-моторы заказываются для установки на станціяхъ переменнаго тока и предназначены для параллельной работы.

Вопросъ этотъ подробно изложенъ въ курсѣ Централ. Эл. Станцій, вып. 2-й стр. 62—67, В. В. Дмитріева, и мы здѣсь только коснемся тѣхъ изъ выведенныхъ положеній, которыя имѣютъ отношеніе къ испытанію Дизель-альтернаторовъ.

Для опредѣленія коэффициента неравномѣрности испытуемаго двигателя Дизеля могутъ быть два метода:

- 1) методъ провѣрки расчетомъ, и
- 2) непосредственное измѣреніе коэффициента.

Первый методъ можетъ быть примѣненъ лишь къ Дизель-генераторамъ постоянного тока, такъ какъ діаграмма тангенціальныхъ усилій теоретически построенная для даннаго двигателя, остается дѣйствительной и для параллельной работы Дизель-генераторовъ постоянного тока.

Повѣрка расчетомъ производится слѣдующимъ способомъ.

Пусть вѣсъ обода маховика даннаго двигателя равенъ:  $G$  klg.; диаметръ (средній) обода равенъ:  $D$  mtr; тогда характеристика маховика опредѣляется моментомъ

$$G \cdot D^2 \text{ klg/mtr}^2 \dots \dots \dots (56)$$

Моментъ инерціи обода маховика получается изъ выраженія:

$$I_z = \frac{G \cdot D^2}{4 \cdot g}, \dots \dots \dots (57)$$

гдѣ  $g$ —есть ускореніе силы тяжести.

Зная  $G \cdot D^2$  или  $I_z$  легко для даннаго двигателя съ  $n$ -цилиндрами построить тангенціальную діаграмму, конечно имѣя и индикаторную діаграмму давленій въ различныхъ точкахъ хода поршня.

Изъ тангенціальной діаграммы (черт. 52) легко получить максимальное значеніе ординаты,—выражающей максимальное усиліе въ klg/cm<sup>2</sup>  $q_0$ , избыточное надъ липіей постоянного сопротивленія <sup>1)</sup>; затѣмъ зная длину хода въ метрахъ  $H = 2R$ , гдѣ  $R$ —радіусъ кривошипа, или колѣна вала, и имѣя по діаграммѣ полный періодъ измѣненія касательныхъ усилій въ секундахъ =  $T_s$ , можно воспользоваться готовой формулой для наибольшаго значенія пульсирующей части угловой скорости  $\Omega_0$ , гдѣ угловая скорость въ каждый данный моментъ времени  $t$  вообще равна

$$\Omega = \Omega_m + \Omega_0 \cdot \sin\left(\frac{2\pi t}{T_s} - \frac{\pi}{2}\right),$$

а  $\Omega_m$ —есть средняя угловая скорость вращенія кривошипа.

Именно

$$\Omega_0 = \frac{q_0 \cdot R \cdot T_s}{2\pi I_z} \text{ )} \dots \dots \dots (58)$$

А такъ какъ коэффициентъ неравномѣрности  $i$  равенъ вообще:

$$i = \frac{(\Omega_m + \Omega_0) - (\Omega_m - \Omega_0)}{\Omega_m} = \frac{2\Omega_0}{\Omega_m}, \dots \dots \dots (59)$$

<sup>1)</sup> Полезная работа генератора за періодъ измѣненія касательныхъ усилій можетъ быть опредѣлена прямоугольникомъ опредѣленной высоты.

<sup>2)</sup> См. Центр. Эл. Станціи В. В. Дмитріева, вып. 1 п 2.

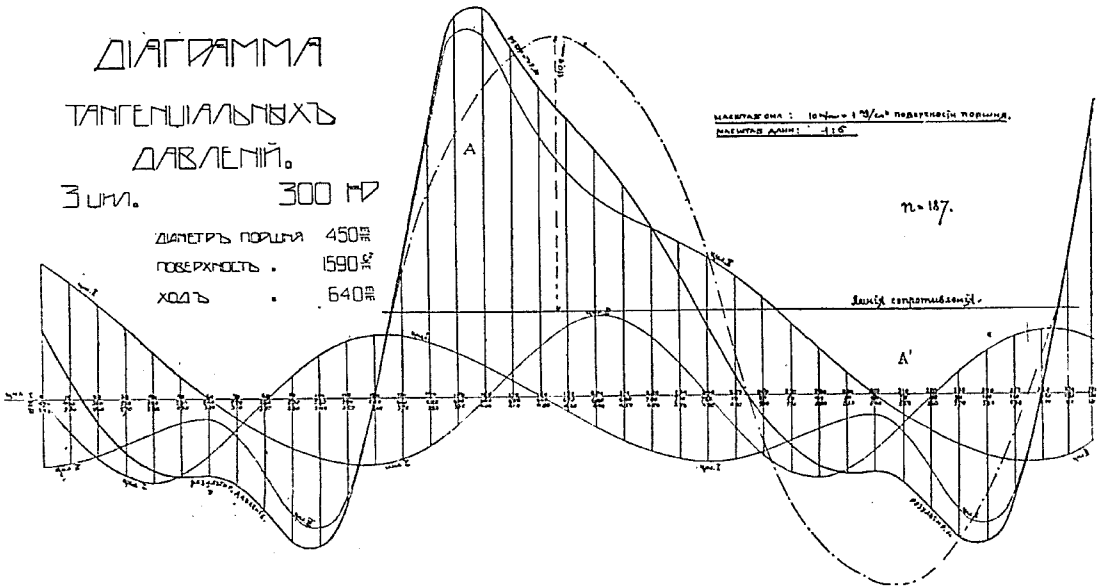
при

$$\Omega_m = \frac{2\pi \cdot N}{60},$$

гдѣ  $N$ —число оборотовъ въ секунду вала машины, то величина  $i$  можетъ быть легко найдена по размѣрамъ машины.

Нѣсколько иначе стоитъ вопросъ о провѣркѣ коэфф. неравномѣрности параллельно работающаго Дизель-альтернатора.

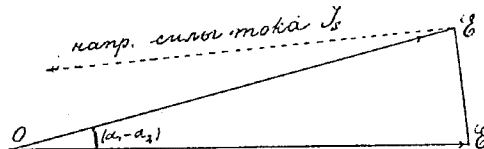
Изъ тангенціальнаго діаграммы (черт. 52) для даннаго Дизель-альтернатора, дающаго  $T_s$  периодовъ въ секунду при  $p$ —парѣ полюсовъ, можно получить не только величины пульсирующихъ усилій, угловыхъ скоростей и длинъ дугъ, проходимыхъ конечной точкой кривошипа въ каждый мо-



Черт. 52.

ментъ времени  $t$ , но и величины также измѣняющихся синхронизирующихъ моментовъ уравнительнаго тока между параллельно идущими альтернаторами <sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> Пусть альтернаторы, идущіе параллельно, развиваютъ электродвижущія силы  $E_1$  и  $E_2$  (черт. 53), равныя по величинѣ, но въ силу переимѣнныхъ угловыхъ скоростей,



Черт. 53.

Въ примѣчаніи 1) вкратцѣ выведены законы измѣненія коэфф. неравномѣрности для Дизель-альтернатора работающаго параллельно, который

мѣняющихъ разность фазъ  $(\alpha_1 - \alpha_2)$  отъ 0 до  $(\alpha_1 - \alpha_2)$ ;  $E_1 E_2$  — есть та разность электродвижущихъ силъ, которая служитъ причиною появленія уравнительнаго тока  $J_s$ , циркулирующаго только въ цѣпи соединенія двухъ генераторовъ, омическимъ сопротивленіемъ которыхъ можно вполне пренебречь, по сравненію съ величиной ихъ индуктивныхъ сопротивленій  $(\omega\lambda_1 + \omega\lambda_2)$ , гдѣ  $\omega$  — есть угловая скорость векторовъ  $OE_1$  и  $OE_2$ , а  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  — коэффиціенты самоиндукціи альтернаторовъ.

Изъ діаграммы имѣемъ:

$$E_1 E_2 = 2E \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1 - \alpha_2}{2}\right),$$

гдѣ

$$E_1 = E_2 = E.$$

Если бы уголъ  $(\alpha_1 - \alpha_2)$  сталъ равнымъ „ $\pi$ “, то  $E_1 E_2 = 2E$ , и сила тока  $J_s$  получила бы наибольшее значеніе, равное силѣ тока короткаго замыканія генератора, то  $J_s = J_k$ ; приближенно имѣемъ:

$$J_s : J_k = E_1 E_2 : 2E,$$

или

$$J_s = J_k \cdot \frac{2E \sin\left(\frac{\alpha_1 - \alpha_2}{2}\right)}{2E} = J_k \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1 - \alpha_2}{2}\right);$$

отсюда мощность уравнительнаго тока

$$W_s = E \cdot J_s \cdot \cos(E, J_s) = J_k \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1 - \alpha_2}{2}\right) \cdot E \cdot \cos\left(\frac{\alpha_1 - \alpha_1}{2}\right) = \frac{1}{2} E J_k \cdot \sin(\alpha_1 - \alpha_2);$$

по нормально, при полной нагрузкѣ, мощность

$$W_1 = E \cdot J_1 \cdot \cos(E, J_1),$$

причемъ для освѣтительныхъ электрическихъ станцій  $\cos(E, J_1) = 0,85 - 0,90$ .

Отсюда:

$$W_s = \frac{1}{2} \cdot \frac{J_k}{J_1} \cdot \frac{\sin(\alpha_1 - \alpha_2)}{0,9};$$

по  $W_s = M_s \cdot \omega$  и  $W_1 = M_1 \cdot \omega$ , гдѣ  $\omega$  — угловая скорость векторовъ, а  $M_s$  и  $M_1$  — моменты синхронизирующей и нормальной при полной нагрузкѣ, а потому имѣемъ право написать:

$$M_s = M_1 \cdot \frac{J_k \cdot \sin(\alpha_1 - \alpha_2)}{J_1 \cdot 1,8} \dots \dots \dots (1)$$

Выраженіе (1) показываетъ, что всякое опереженіе [дуга  $(\alpha_1 - \alpha_2)$  въ электр. <sup>о-хъ</sup>], векторовъ электродвижущихъ силъ, пропеходящихъ отъ неравномѣрности вращенія двигателя, пропорціонально синхронизирующему моменту  $M_s$ , при небольшихъ значеніяхъ дуги  $(\alpha_1 - \alpha_2)$ .

Теперь представимъ себѣ (черт. 54), что на кривошипъ радіуса  $R$  дѣйствуетъ сила

$$Q = Q_0 + q,$$

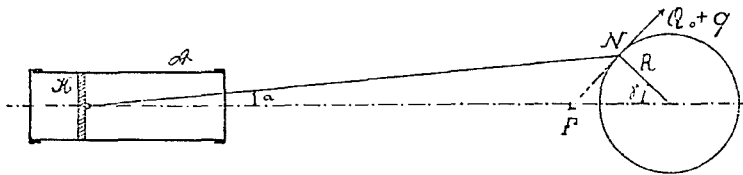
вообще говоря больше коэфф. неравномерности той же машины, работающей одиночно на съѣтъ.

гдѣ  $Q_0$  — равна и противоположна величинѣ постояннаго сопротивленія вращенію кривошипа отъ данной нагрузки генератора  $F$ , а  $q$  — есть переменное усиліе, которое можно представить въ видѣ синусоидальной функціи

$$q = q_0 \cdot \sin\left(\frac{2\pi t}{T_s}\right),$$

гдѣ  $q_0$  — есть наибольшее значеніе силы  $q$  при  $\sin\left(\frac{2\pi t}{T_s}\right) = 1$ , а  $T_s$  — есть полный періодъ измененія силы  $q$ .

Не приводя вывода выраженія для измѣняющейся угловой скорости точки  $N$  криво-



Черт. 54.

шипа, который не трудно получить основываясь на законах теоретической механики, дадимъ выраженіе въ окончательномъ видѣ:

$$\Omega = \Omega_m + \left(\frac{q_0 \cdot R}{I_s} \cdot \frac{T_s}{2\pi}\right) \cdot \sin\left(\frac{2\pi t}{T_s} - \frac{\pi}{2}\right) \cdot \dots \dots \dots (2)$$

гдѣ  $\Omega_m$  — есть средняя угловая скорость вращенія кривошипа, а  $\frac{q_0 \cdot R \cdot T_s}{I_s \cdot 2\pi} = \Omega_0$  — есть наибольшее пульсирующее значеніе переменнй части угловой екорости точки  $N$ .

Коэффициентъ неравномерности

$$i = \frac{\Omega_0}{\Omega_m}.$$

Изъ выраженія (2) можно вывести и длины путей въ частяхъ дуги радіуса  $R$ , проходимыхъ точкой  $N$ ; назовемъ черезъ  $S$  дугу окружности радіуса  $R$ , проходимую за единицу времени, а черезъ  $S_m$  — среднюю длину этой дуги также въ единицу времени.

Тогда  $S = S_m + S$ , гдѣ  $S$  есть переменное значеніе приращенія дуги  $S_m$  въ моментъ времени  $t$ ; ясно, что

$$S = S_m + R \int \Omega_0 \cdot \sin\left(\frac{2\pi t}{T_s} - \frac{\pi}{2}\right) dt = S_m + R \cdot \Omega_0 \cdot \frac{T_s}{2\pi} \cdot \sin\left(\frac{2\pi t}{T_s} - \pi\right) \cdot \dots (3)$$

гдѣ наибольшее значеніе пульсирующаго опереженія

$$S_0 = \frac{R^2 \cdot T_s^2 \cdot q_0}{I_s \cdot 4\pi^2} = \frac{i \cdot \Omega_m \cdot R \cdot T_s}{2 \cdot 2\pi} \dots$$

Но  $\Omega_m \cdot R \cdot T_s$  — есть дуга окружности, пройденная точкой  $N$  кривошипа за періодъ измѣненія тангенціального усилія машины.

Поэтому желательно производить проверку коэфф. неравномерности не только расчетомъ, при приемочныхъ испытаніяхъ, но и помощью осо-

Такъ какъ полная окружность радіуса  $R$  равна  $2\pi R$ , а число періодовъ  $T_s$  за одинъ оборотъ вала  $= \mathfrak{N}^1$ ), то

$$\Omega_m \cdot R \cdot T_s = \frac{2\pi R}{\mathfrak{N}}$$

и

$$S_0 = \frac{i}{2} \cdot \frac{2\pi R}{2\pi \mathfrak{N}} = \frac{i}{2} \cdot \frac{R}{\mathfrak{N}} \dots \dots \dots (4)$$

если  $R$  въ метрахъ, то  $S_0$  также въ метрахъ; въ частяхъ угла кривошпна

$$\delta\gamma_0 = \frac{S_0}{R} = \frac{i}{2\mathfrak{N}}$$

а въ <sup>о</sup>-хъ

$$\delta\gamma_0^o = \frac{i}{2\mathfrak{N}} \cdot \frac{360}{2\pi} \dots \dots \dots (5)$$

Но каждый <sup>о</sup> пульсаціи кривошпна вызываетъ пульсаціи векторовъ электродвижущихъ силъ въ электрическихъ <sup>о</sup> во столько разъ бѣльшую, сколько имѣется паръ полюсовъ  $n p^2$ ), т.-е. пульсаціи въ электрическихъ <sup>о</sup>-хъ равна

$$\delta\sigma_0^o = p \cdot \delta\gamma_0^o = \frac{i}{2\mathfrak{N}} \cdot \frac{360}{2\pi} \cdot p \dots \dots \dots (6)$$

Но

$$\delta\sigma_0^o = (\alpha_1 - \alpha_2).$$

Подставляя (6) въ (1) получимъ:

$$M_s = M_1 \cdot \frac{J_k}{J_1 1,8} \cdot \sin\left(\frac{i \cdot 360 \cdot p}{2\mathfrak{N} \cdot 2\pi}\right);$$

сила, соотвѣтствующая этому моменту въ точкѣ  $N$  равна

$$q'_0 = M_s : R,$$

т.-е.

$$q'_0 = M_1 \cdot \frac{J_k}{J_1 1,8 \cdot R} \cdot \sin\left(\frac{i \cdot 360 \cdot p}{2\mathfrak{N} \cdot 2\pi}\right) \dots \dots \dots (7)$$

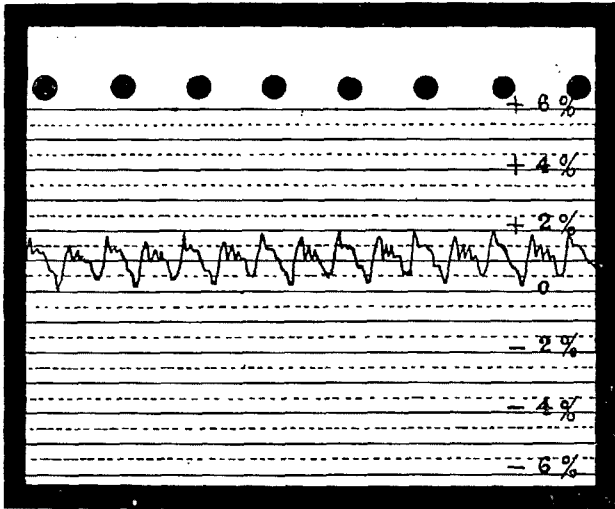
Эта сила, какъ это видно изъ выраженія (3) отааетъ по фазѣ отъ  $q_0$  на  $\pi$ , т.-е. не только не противодѣйствуетъ пульсаціи вала, а способствуетъ ей; можно доказать,

<sup>1)</sup> Для Дизель-мотора о 3-хъ цилиндрахъ, 4-хъ тактнаго

$$\mathfrak{N} = \frac{3}{2}.$$

<sup>2)</sup> Угловая скорость вектора  $OE$  въ  $p$  разъ больше угловой скорости  $\Omega_m$  кривошпна.

быхъ приборовъ, дающихъ наглядныя кривыя за каждый оборотъ машины, такъ называемыя тахограммы.



Черт. 55.

Обыкновеннымъ тахометромъ невозможно уловить пульсациі угловой скорости и наиболее пригоднымъ и достаточно для практическихъ цѣлей что дѣйствительное, окончательное значеніе наибольшей величины пульсирующаго усилія  $q_r$  можетъ быть получено пзъ выраженія:

$$q_r = q_0 \cdot \left( \frac{1}{1 - \frac{q'_0}{q_0}} \right) \dots \dots \dots (8)$$

гдѣ всѣ величины извѣстны.

Дѣйствительный коэффициентъ неравномѣрности при этихъ условіяхъ будетъ равевъ:

$$i' = \frac{2 \cdot q_r \cdot R \cdot T_s}{I_z \cdot 2\pi \cdot \Omega_m} > \text{чѣмъ } i = \frac{2q_0 \cdot R \cdot T_s}{I_z \cdot 2\pi \cdot \Omega_m},$$

т.е.

$$i' = i \frac{q_r}{q_0} \dots \dots \dots (9)$$

или проще

$$i' = i \cdot \left( \frac{1}{1 - \frac{q'_0}{q_0}} \right) \dots \dots \dots (10)$$

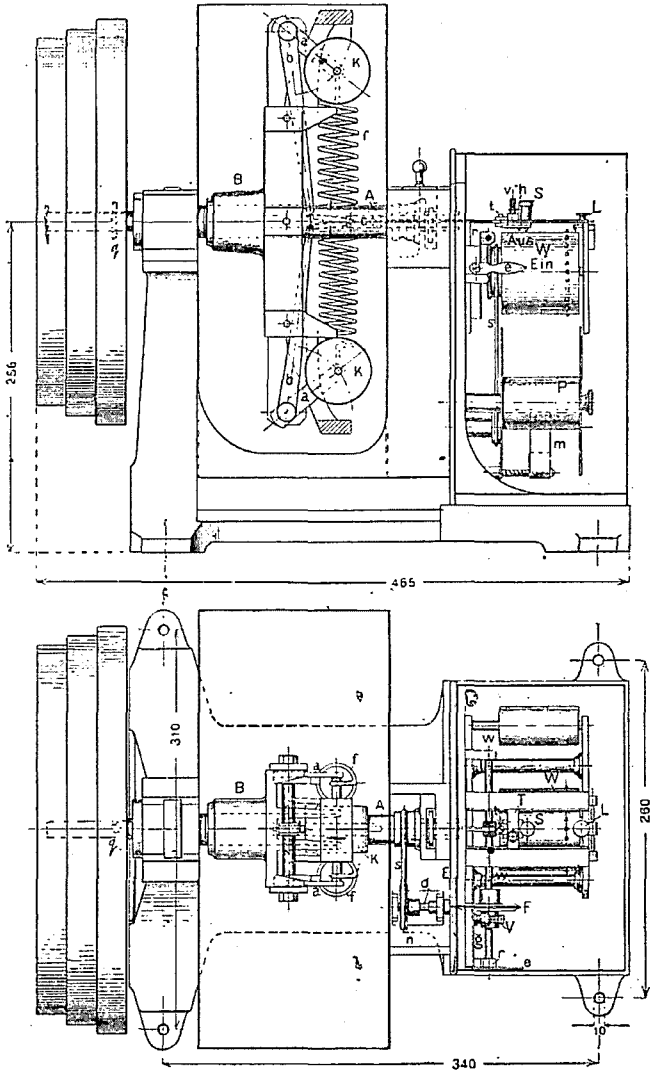
гдѣ

$$q'_0 = M_1 \cdot \frac{J_k}{J_1} \cdot \frac{1}{1,8 \cdot R} \cdot \sin \left( \frac{i \cdot 360 \cdot p}{298 \cdot 2\pi} \right),$$

а  $q_0$  = получается изъ діаграммы тангенціальныхъ усилій; на черт. 52 дана діаграмма 3 цилиндроваго четырехтактнаго двигателя при 187 оборотахъ и нормальной нагрузкѣ.



точнымъ приборомъ является тахографъ Горна, представляющій собою нѣчто въ родѣ центробѣжнаго регулятора, близкаго къ астатичности, муфта котораго снабжена пишущимъ перомъ, скользящимъ по бумажной безконечной лентѣ.



Черт. 56.

Валъ тахографъ при нормальномъ числѣ оборотовъ испытуемой машины долженъ дѣлать 500 оборотовъ въ минуту, и передача устраивается особыми шкивами съ тщательно клеенымъ, безъ утолщеній, ремнемъ; пишущее перо при 500 оборотахъ стоитъ посрединѣ бумажной ленты,

кусокъ которой представленъ на черт. 55; тахограмма нѣсколько смѣщена отъ нулевого положенія и снята съ двухцилиндроваго двигателя Дизеля; измѣреніе « $\Omega_0$ » даетъ въ  $\%$ -хъ къ средней скорости пульсаціи въ  $1\%$ -тъ.

Для двухъ, трехъ и т. д. цилиндриковыхъ двигателей Дизеля полученіе правильной тахограммы и нормального расчетнаго коэффиціента неравномѣрности  $i$  возможно тогда, когда работы (индикаторная мощность) каждаго изъ цилиндровъ будутъ равны между собою, даже при очень малыхъ нагрузкахъ, что можно провѣрить или снятіемъ индикаторныхъ діаграммъ, или болѣе грубо, опредѣленіемъ температуръ отходящихъ газовъ на каждомъ изъ цилиндровъ.

Тахографъ Горна представленъ на черт. 56 сбоку и сверху; существенныя части его слѣдующія:

- A* — главный валъ,
- B* — тѣло тахографа,
- K—K* — шары регулятора,
- L* — штифтъ для отсчета начала и конца таксограммы по времени,
- P—Q* — катушки съ лентой,
- S* — пишущій карандашъ, соединенный съ рычагами регулятора *a—b*, помощью поршенька *C*.
- V* — рычагъ для измѣненія скорости ленты,
- W* — барабанъ, по которому скользитъ лента,
- z* — указатель скорости ленты на шкалѣ *g*,
- e* — рычагъ для остановки и пуска въ ходъ ленты,
- ff* — пружины регулятора,
- h* — рычагъ для подниманія карандаша,
- s* — передаточный шнуръ отъ вала тахографа къ механизму, приводящему въ движеніе ленту.

Въ остальномъ устройство тахографа понятно изъ чертежа. Тахографомъ удобно пользоваться для опредѣленія разгона машины при сбрасываніи нагрузки.

§ 15. Компрессоры низкаго и высокаго давленія. Существенную вспомогательную часть всякаго двигателя Дизеля составляютъ его компрессоры для полученія небольшого сравнительно количества воздуха, но сжатаго до  $45—60 \text{ kg/cm}^2$ ; этимъ воздухомъ пользуются, во-первыхъ, для пускаціи въ ходъ двигателя (черт. 44, діаграмма № 2), чтобы сообщить ему первый импульсъ для сжатія воздуха въ самомъ цилиндрѣ, а, во-вторыхъ,—онъ необходимъ для пульверизаціи нефти чрезъ нефтяной клапанъ въ пространство горѣнія (§ 13).

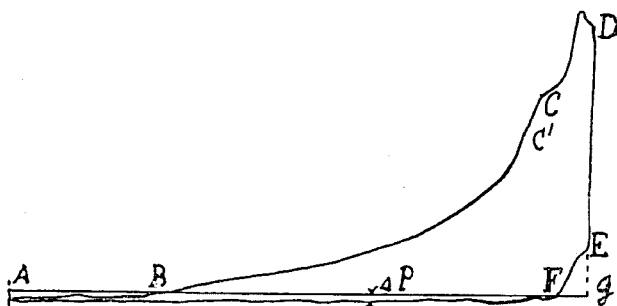
Ислѣдованію въ компрессорахъ низкаго и высокаго давленія, соединенныхъ послѣдовательно, такъ какъ было бы крайне затруднительно получить непосредственное сжатіе съ 1 abs. atm. до 60, подлежатъ:

а) правильность работы компрессоровъ, что конечно довольно легко провѣрить при помощи индикаторныхъ діаграммъ;

б) дѣйств. потребляемая ими мощность въ д. ПР, которую мы вообще причисляли къ работѣ вредныхъ сопротивленій; это вычисленіе производится также по индикаторнымъ діаграммамъ, дѣленіемъ полученной индикаторной работы на механ. коэфф. полезнаго дѣйствія компрессоровъ;

в) опредѣленіе количества воздуха, расходуемое на пульверизацію нефти; это послѣднее опредѣленіе довольно хлопотливо, и поэтому количество воздуха опредѣляютъ приблизительно, также пользуясь индикаторными діаграммами и оцѣнкой кривыхъ сжатія (политропъ).

Компрессоры охлаждаются водой, и было бы возможно опредѣлить потери тепла на охлажденіе и компрессоровъ и холодильниковъ, но расходъ



Черт. 57.

воды на это охлажденіе весьма малъ, сравнительно съ общимъ расходомъ на охлажденіе цилиндровъ самого двигателя, и нѣкоторая неточность въ опредѣленіи потерь на охлажденіе практически является вполне допустимой въ имѣющихся границахъ точности испытаній.

а) Индикаторныя діаграммы компрессоровъ. Такъ какъ компрессоры при двигателяхъ Дизеля вообще принадлежатъ къ категоріи охлаждаемыхъ водою, то ясно, что при сжатіи воздуха, это сжатіе будетъ сопровождаться отнятіемъ теплоты охлаждающей водою, а, слѣдовательно, кривая сжатія должна принадлежать къ политропѣ  $pv^m = \text{Const}$ , гдѣ показатель

$$1,41 > m > 1.$$

На черт. 57 и 58 приведены діаграммы компрессоровъ низкаго и высокаго давленія, снятыя индикаторомъ съ пружинами масштабъ: 3 мм. и 0,8 мм.; часть кривой BC и представляетъ кривую сжатія отъ 1 abs. atm. до 9—10 abs. atm. при закрытомъ нагнетательномъ клапанѣ; слѣдующая часть CD есть нагнетаніе воздуха въ ресиверъ-холодильникъ, гдѣ давленіе выше 10 abs. atm.

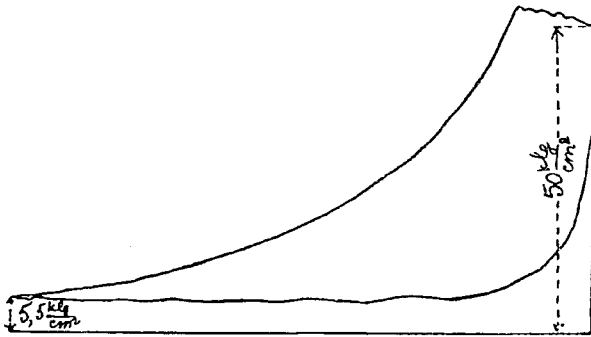
Въ концѣ хода поршня, клапаны закрываются и происходитъ расширеніе воздуха, оставшееся во вредномъ пространствѣ до точки F; отъ F

идеть всасывание новой порции воздуха при разрыве  $\Delta p = 150\text{--}250$  мм. водяного столба. В точке  $A$  вновь начинается сжимающий ход поршня, причем только в  $B$  воздух имеет атмосферное давление и т. д.

Какъ разъ на диаграммѣ черт. 57 мы имѣемъ нѣкоторую неплотность всасывающаго клапана, такъ какъ давленіе оставшагося во вредномъ пространствѣ воздуха должно было бы плавно падать по адиабатѣ (политропѣ), а оно падаетъ мгновенно до  $E$  и только въ  $E$  начинается расширение до  $F$ .

Пользуясь уже изложеннымъ методомъ построения политропъ (черт. 9), можно надъ кривой  $BC$  рѣшить обратную задачу: найти показатель « $m$ » уравненія  $p \cdot v^m = \text{Const.}$

Полагая  $\text{tg } \alpha = \frac{1}{4}$  (черт. 9 и 57), изъ точки кривой сжатія завѣдомо ей принадлежащей (напр.  $C'$ ) опускаютъ перпендикуляръ и дѣлаютъ зиг-



Черт. 58.

загообразное построение по другимъ точкамъ кривой; отсюда опредѣлится уголъ  $\beta$  (средній), а « $m$ » найдется изъ выраженія

$$m = \frac{\log(\text{tg } \beta + 1)}{\log(\text{tg } \alpha + 1)} \cdot \dots \cdot \dots \cdot \dots \quad (60)$$

Диаграмма черт. 58 уже является вполне нормальной, съ правильной формой кривыхъ сжатія и расширения.

Было бы возможно, пользуясь построениемъ кривыхъ  $p v^{1,41} = \text{Const.}$ , найти работу, потерянную на охлажденіе, такъ какъ площадка диаграммы, заключенная между  $p v^m$  и  $p v^{1,41}$  какъ разъ и является работой потерянной на охлажденіе цилиндра компрессора.

Въ виду однако того, что подобныя изслѣдованія компрессоровъ выходятъ за предѣлы этого курса, перейдемъ къ слѣдующему пункту изслѣдованій:

б) Опредѣленіе зффективной мощности, потребляемой компрессорами. Эти опредѣленія весьма мало отличаются отъ опредѣленія индикаторной мощности работающихъ машинъ.

По даннымъ діаграммамъ (черт. 57 и 58), снимаемымъ однако для каждой нагрузки испытываемаго двигателя Дизеля, планиметрированиемъ опредѣляютъ величину средней ординаты (средняго индикат. давленія)  $p_i'$  и  $p_i''$  для цилиндровъ низкаго и высокаго давленія.

Такъ какъ число оборотовъ (двойныхъ ходовъ въ минуту) компрессоровъ равно  $N$ , а размѣры цилиндровъ: низкаго давленія— $l_1$  mtr—ходъ и  $s_1$  кв. см.—плоч. поршня, и высокаго давленія— $l_2$  mtr и  $s_2$  кв. см. извѣстны изъ чертежей, или по непосредственному измѣренію, то индикаторная мощность обоихъ компрессоровъ равна:

$$N_i' = \frac{p_i' \cdot l_1 \cdot s_1 \cdot N}{75 \cdot 60} \quad 1)$$

и

$$N_i'' = \frac{p_i'' \cdot l_2 \cdot s_2 \cdot N}{75 \cdot 60} \dots \dots \dots (61)$$

Если механическій коэффиціентъ полезнаго дѣйствія компрессоровъ =  $\eta_m'$  и  $\eta_m''$ , то эффективная мощность, затрачиваемая на работу обоихъ компрессоровъ, равна

$$N_e = \frac{N_i'}{\eta_m'} + \frac{N_i''}{\eta_m''} \dots \dots \dots (62)$$

Для практическихъ цѣлей достаточно точно принять

$$\eta_m' = \eta_m'' = 0,85$$

и

$$N_e = 1,18 \cdot (N_i' + N_i'') \dots \dots \dots (63)$$

Необходимо здѣсь еще разъ указать на то, что при снятіи діаграммъ съ цилиндровъ компрессоровъ, необходимо наблюдать по манометру сжатаго воздуха, чтобы давленіе во время снятія не мѣнялось, т.-е. чтобы работа компрессоровъ затрачивалась бы только на пульверизацію нефти, а не на увеличеніе давленія въ резервуарахъ сжатаго воздуха.

При этихъ условіяхъ вообще работа компрессоровъ на холостомъ ходу двигателя будетъ больше работы при полной нагрузкѣ двигателя, такъ трата воздуха особенно значительна при малыхъ количествахъ пульверизируемой нефти (§ 13).

Приведенныя на черт. 57 и 58 діаграммы компрессоровъ и другія снятыя при холостомъ ходѣ и полной нагрузкѣ при 80-ти-сильномъ двухцилиндровомъ двигателѣ Дизеля при планиметрированіи дають:

1) Двухтактный ходъ.

$p_i''$ (высок. давл.)	= 17,4	kg/cm <sup>2</sup>	(холостой ходъ),
$p_i''$ ( » » )	= 17,25	»	(полная нагр.),
$p_i'$ (низк. давл.)	= 2,85	»	(холостой ходъ),
$p_i'$ ( » » )	= 2,46	»	(полная нагр.).

Размѣры:

ходъ поршня компресс.	низк. давл.	= 0,23	mtr
» » »	выс. »	= 0,16	»
площадь » »	низк. »	= 176,61	кв. см.
» » »	выс. »	= 28,27	»

Отсюда, при  $N=183$  обор. въ минуту:

$$N_i' \text{ (низк. давл.)} = 1,652 \cdot p_i' \begin{cases} \text{хол. ходъ} = 4,71 \text{ ind. IP} \\ \text{полн. нагр.} = 4,07 \text{ » »} \end{cases}$$

$$N_i'' \text{ (выс. давл.)} = 0,184 \cdot p_i'' \begin{cases} \text{хол. ходъ} = 3,2 \text{ » »} \\ \text{полн. нагр.} = 3,17 \text{ » »} \end{cases}$$

$$N_i' + N_i'' = \begin{cases} \text{хол. ходъ} = 7,91 \text{ ind. IP} \\ \text{полн. нагр.} = 7,24 \text{ » »} \end{cases}$$

$$N_e \text{ (среднее)} = \frac{7,91 + 7,24}{2 \times 0,85} = 9 \text{ д. IP приблиз.}$$

в) Определѣніе количества воздуха, подаваемого компрессорами для пульверизаціи, какъ уже было раньше упомянуто, является не очень легкой задачей, если это определѣніе будетъ претендовать на точность.

Для цѣлей техническихъ испытаній мы воспользуемся определѣніемъ количества по индикаторнымъ діаграммамъ, каковое вообще надо считать приближеннымъ.

Изъ черт. 57 ясно, что полная длина  $AG$  діаграммы = ходу поршня  $l_1$  въ mtr, умноженная на площадь поршня  $s_1$  въ кв. см., даетъ теоретическое количество воздуха

$$\lambda_t = l_1 \cdot \frac{s_1}{10^4} \text{ mtr}^3.$$

Однако компрессоръ на пути поршня отъ  $F$  до  $G$  не всасываетъ воздуха, такъ какъ въ это время происходитъ расширение остаточнаго во вредномъ пространствѣ воздуха; затѣмъ, благодаря сопротивленіямъ при всасываніи воздухъ теряетъ давленіе  $\Delta p$  и отъ  $A$  до  $B$  происходитъ только возстановленіе этого давленія до атмосфернаго.

Если мы желаемъ определѣить количество воздуха при атмосферномъ давленіи, то

$$\lambda_a = \frac{BF}{AG} \cdot \frac{l_1 \cdot s_1}{10^4} \text{ mtr}^3 \dots \dots \dots (64)$$

Однако и это выражение не точно, такъ какъ температура воздуха при засасываніи въ нагрѣтый цилиндръ поднимается, а слѣдовательно происходитъ расширение воздуха и объемъ, приведенный къ  $0^{\circ}$  или, точнѣе, температурѣ  $t$  машиннаго помѣщенія будетъ меньше указаннаго  $\lambda_a$ , т.-е.

$$\lambda_p = \psi \cdot \lambda_a = \psi \cdot \frac{BF}{AG} \cdot \frac{l_1 \cdot s_1}{10^4} \text{ mtr}^3 \dots \dots \dots (65)$$

выражение  $\left(\psi \cdot \frac{BF}{AG}\right) = \varphi$  называется коэфф. подачи воздуха компрессора <sup>1)</sup>;  $\psi = 0,90 - 0,95$  приблизительно.

<sup>1)</sup> Изъ курсовъ термодинамики мы знаемъ, что  $p \cdot v = R \cdot T$ , гдѣ  $p$  — абсолютное давление въ  $\text{klg l mtr}^2$ ;  $v$  — удѣльный объемъ въ  $\text{mtr}^3$  на  $\text{klg}$ ;  $R = 29,29$  для воздуха и  $T$  — абсолютной температурѣ.

Но если  $V \text{ mtr}^3$  — есть дѣйствительный объемъ газа, а  $G \text{ klg}$  — его вѣсъ, то такъ какъ  $v = \frac{V}{G}$ , имѣемъ общее уравненіе состояніе газа:

$$\frac{p \cdot V}{R \cdot T} = G.$$

Если  $V_0 = \frac{l_1 \cdot s_1}{10^4} \text{ mtr}^3$  есть объемъ цилиндра, а  $p_0$  и  $T_0$  давление и температура воздуха въ моментъ начала сжатія, то имѣемъ:

а) 
$$G_0 = \frac{p_0 \cdot V_0}{R \cdot T_0} \text{ klg теоретически;}$$

но если  $\Delta V_0$  есть вредное пространство цилиндра компрессора, то въ концѣ хода поршня, вѣсъ воздуха:

б) 
$$G_1 = \frac{p_1 \cdot (V_0 + \Delta V_0)}{R \cdot T_1},$$

гдѣ  $p_1$  и  $T_1$  — дѣйствительныя давление и температура воздуха въ началѣ сжатія.

Изъ этого количества воздуха часть уже находилась въ началѣ сжимающаго хода во вредномъ пространствѣ при конечномъ давленіи  $p_2$  и температурѣ  $T_2$ , т.-е. вѣсъ этого воздуха былъ равенъ:

в) 
$$G_r = \frac{p_2 \cdot \Delta V_0}{R \cdot T_2} \text{ klg.}$$

Отсюда дѣйствительное количество засосаннаго воздуха равно:

$$G_e = \frac{p_1 \cdot (V_0 + \Delta V_0)}{RT_1} - \frac{p_2 \cdot \Delta V_0}{RT_2},$$

а коэффицентъ подачи

$$\varphi = \frac{G_e}{G_0} = \frac{\frac{p_1}{T_1} \left(1 - \frac{\Delta V_0}{V_0}\right) - \frac{p_2}{T_2} \cdot \frac{\Delta V_0}{V_0}}{\frac{p_0}{T_0}} \dots \dots \dots (66)$$

Въ примѣчаніи 1) данъ однако выводъ дѣйствительнаго коэффиціента подачи  $\varphi$ , для оцѣнки достаточной правильности подсчета количества воздуха по индикаторной діаграммѣ.

Необходимо считаться и здѣсь съ барометрическимъ давленіемъ и температурой воздуха машиннаго помѣщенія, если желательно опредѣлить, по вѣсу воздуха  $G_e$  (см. <sup>1)</sup>), объемъ воздуха, подаваемый при пульверизаціи.

Этими краткими замѣчаніями мы закончимъ разсмотрѣніе вопроса объ пслѣдованіи работы компрессоровъ, отсылая интересующихся къ спеціальнымъ курсамъ по этому вопросу <sup>1)</sup>.

Но сжатіе совершилось по политропѣ съ показателемъ „ $m$ “, т.-е.

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{m-1}{m}} \quad \text{и} \quad \frac{p_2}{T_2} = \frac{p_1}{T_1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{m}};$$

отсюда имѣемъ:

$$\varphi = \frac{\frac{p_1}{T_1} \left(1 + \frac{\Delta V_0}{V_0}\right) - \frac{p_1}{T_1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{m}}}{\frac{p_0}{T_0}},$$

или окончательно:

$$\varphi = \frac{p_1}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_1} \cdot \left[1 - \left(\frac{\Delta V_0}{V_0}\right) \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{m}} - 1\right] \dots \dots \dots (67)$$

называя  $\frac{p_1}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_1} = \gamma$  — опытнымъ коэффиціентомъ для даннаго компрессора, такъ какъ

$$\frac{p_i}{p_0} < 1 \quad \text{и} \quad \frac{T_0}{T_1} < 1,$$

благодаря вреднымъ сопротивленіямъ при всасываніи  $\Delta p$ , и повышенной температурѣ внутреннхъ стѣнокъ цилиндра, а выраженіе:

$$\left[1 - \frac{\Delta V_0}{V_0} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{m}} - 1\right] = \varphi_0 \text{ — теоретическимъ коэффиціентомъ подачи воздуха,}$$

получимъ:

$$\varphi = \gamma \cdot \varphi_0 \dots \dots \dots (68)$$

приблизительно  $\gamma = 0,85$ , а  $\varphi_0$  для  $\frac{\Delta V_0}{V_0} = 0,05$  и  $m = 1,3$ , и при  $\frac{p_2}{p_1} = 10$ , получаетъ значеніе

$$\varphi_0 = 0,78;$$

окончательно:

$$\varphi = 0,78 \times 0,85 = 0,66 \text{ — } 0,67.$$

<sup>1)</sup> Die Luftpumpen Dipl. Ing. M. Hirsch. Hannover. 1905 г.



§ 16. Текущий контроль работы Дизель-моторов на центральных станциях. Ежедневный контроль работы двигателя Дизеля, помимо осмотра пульверизирующего нефтяного клапана и клапанов отходящих газов и воздушного, должен состоять в:

а) Суточном подсчете количества нефти, израсходованной на 1 к\w-часъ, что достигается, во-первыхъ, устройствомъ въ бакѣ-фильтрѣ нефтемѣрнаго стекла съ точной градуировкой, а во-вторыхъ, записью въ журналахъ станціи напряженія, силы тока, и  $\cos \varphi$  (разности фазъ), если токъ переменный, или наконецъ, непосредственнымъ отсчетомъ по счетчикамъ к\w-часовъ;

б) учетъ расхода цилиндрического масла;

в) учетъ охлаждающей воды на 1 к\w-часъ; черезчуръ большой расходъ воды на к\w-часъ, противъ нормального въ 1,5—1,75 ведра будетъ доказывать, что температура отходящей воды вообще была мала, ниже нормы въ 50—65° С.; очень удобно снабдить трубы для горячей воды отъ каждаго изъ цилиндровъ обыкновенными термометрами въ мѣдной оправѣ, на видномъ для машиниста мѣстѣ, напримѣръ, около манометра сжатого воздуха;

г) надзоръ за давленіемъ пульверизирующаго воздуха и его охлажденіемъ; паденіе давленія пульверизирующаго воздуха ниже давленія сжатія въ цилиндрѣ двигателя можетъ быть причиной попаданія нефти въ малый резервуаръ сжатого воздуха, а одновременно недостаточное охлажденіе воздуха повлечетъ взрывъ резервуара; такіе случаи имѣли мѣсто уже на практикѣ;

д) надзоръ за нефтяными насосами, т.-е. за одинаковостью количества подаваемой ими нефти въ каждый изъ работающих цилиндровъ; характернымъ указателемъ разрегулированія насосовъ будетъ служить температура отходящихъ газовъ по термометрамъ, установленнымъ за выхлопными клапанами. Если температуры газовъ равны во всѣхъ цилиндрахъ, то почти навѣрное индикаторныя діаграммы будутъ имѣть одинаковыя среднія давленія  $p_i$ . Поэтому настоятельно необходима установка термометровъ тотчасъ за клапанами, по черт. 42. Само собою понятно, что для многоцилиндровыхъ двигателей, слабая работа одного цилиндра должна возмѣщаться перегрузкой другихъ, а это явленіе весьма нежелательно для цѣлости цилиндровъ и ихъ поршней;

е) наблюденіи за достаточной быстротой нагнетанія воздуха въ резервуаръ компрессорами при холостомъ ходѣ двигателя послѣ пуска его въ ходъ, т.-е. когда часть давленія была потеряна. Недостаточно быстрое нагнетаніе будетъ указывать на неплотное закрытіе клапановъ компрессора, или потерю воздуха другими путями (въ воздухопроводахъ, продувательныхъ кранахъ и пр.).

§ 17. Производство испытаній Дизель-моторовъ и журналы испытаній съ поясненіями и примѣрами. Послѣ установки Дизель-моторовъ, послѣ ремонтъ и, наконецъ, періодически 2—3 раза въ годъ, рекомендуется обязательное производство полного испытанія двигателя съ цѣлью опредѣленія его теплового баланса, такъ какъ послѣдній даетъ всегда совершенно точную и подробную картину правильности работы двигателя въ связи съ указаніями индикаторныхъ діаграммъ.

Производство полного испытанія двигателя Дизеля требуетъ:

- 1) опредѣленіе расхода нефти взвѣшиваніемъ, замѣчая одинаковость уровня нефти по нефтемѣрному стеклу;
- 2) опредѣленіе расхода воды по провѣренному водомѣру;
- 3) наблюденіе за измѣрительными приборами, т.-е. амперметромъ и вольтметромъ (или ваттметромъ) черезъ каждыя полчаса, если нагрузка дается реостатомъ и колеблется въ небольшихъ предѣлахъ;
- 4) наблюденіе за температурами: воздуха въ машинномъ помѣщеніи, отходящихъ газовъ каждаго цилиндра, входящей холодной, и выходящей горячей воды для охлажденія;
- 5) наблюденіе за давленіемъ пульверизирующаго воздуха;
- 6) опредѣленіе числа оборотовъ или вообще числа ходовъ двигателя за время испытанія;
- 7) снятіе индикаторныхъ діаграммъ черезъ 20 или 30 минутъ одновременно на всѣхъ цилиндрахъ; кромѣ того необходимо имѣть:

діаграмму пуска въ ходъ,

- » холостаго хода на каждомъ цилиндрѣ,
- » сжатія и расширенія воздуха на каждомъ цилиндрѣ;
- » снятую слабой пружиной (всасыванія воздуха и удаленія газовъ),
- » перегрузки на 15—20% нормальной,
- » при  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$  и  $\frac{3}{4}$  нагрузки.

Каждому испытанію ведется журналъ, образецъ котораго данъ ниже, съ объясненіями по пунктамъ.

## ЖУРНАЛЪ

испытанія двигателя внутреннего сгорания,

Типа Дизеля, завода . . . . .			
Конструкціи . . . . .			
Число цилиндровъ . . . . .	«	»	
Нормальная мощность . . . . .	«	»	eff. IP.
Нормальное число оборотовъ въ мин. . . . .	«	»	
Кoeffиціентъ неравномѣрности . . . . .	«	»	
(или величина $G \cdot D^2$ маховика . . . . .	«	»	klg/mtr <sup>2</sup> )

Время испытанія (мѣсяць, число, годъ).

### ДАННЫЯ ДВИГАТЕЛЯ:

Площадь поршня: . . . . .	«	»	cm <sup>2</sup>
Ходъ » . . . . .	«	»	mtr.
Объемъ цилиндра: . . . . .	«	»	mtr <sup>3</sup>
Площадь поршня компрессора низкаго давленія . . . . .	«	»	cm <sup>2</sup>
Ходъ » » » » . . . . .	«	»	mtr.
Площадь » » высокаго » . . . . .	«	»	cm <sup>2</sup>
Ходъ » » » » . . . . .	«	»	mtr.

Испытаніе производилъ: (фамилія).

		П р и м ѣ ч а н і я.
1. Время испытанія . . . . .	19 — 10 г.	
2. Продолжительность его . . . . .	час. <sup>2)</sup>	<sup>2)</sup> Нормально отъ 2 до 3 часовъ.
3. Среднее число оборотовъ . . . . .	въ мин. <sup>3)</sup>	<sup>3)</sup> По периодическимъ наблюде- ніямъ или отсчету по счетчику.
4. Средняя электр. мощность . . . . .	кпв. <sup>4)</sup>	<sup>4)</sup> Тоже.
5. Среднее индикаторное давленіе въ цилиндрахъ: № 1 . . . . .	кпге/м <sup>2</sup> <sup>5)</sup>	<sup>5)</sup> Планиметрированіемъ индикат. діаграммъ.
№ 2 . . . . .	»	
№ 3 . . . . .	»	
и т. д. . . . .	»	
6. Индикаторная мощность цилинд- ровъ № 1. . . . .	лР	<sup>6)</sup> Вычисленіемъ по формулѣ (25).
№ 2. . . . .	лР	
№ 3. . . . .	лР	
и т. д. . . . .	лР	
7. Полная индик. мощность $W_i$ . . . . .	лР	<sup>7)</sup> Суммированіемъ индикат. мощ- ностей каждаго цилиндра, форм. (27).
8. Расходъ нефти за время испыта- нія . . . . .	кпг <sup>8)</sup>	<sup>8)</sup> Взвѣшиваніемъ.
9. Расходъ воды за время испытанія.	кпг <sup>9)</sup>	<sup>9)</sup> Отмѣтками по водомѣру или ба- камъ.
10. Дѣйствительная мощность на валу двигателя $W_e$ . . . . .	д. лР <sup>10)</sup>	<sup>10)</sup> Вычисленіемъ по <sup>4)</sup> , дѣленіемъ на 0,736 и на коэфф. полезнаго дѣй- ствія генератора при данной нагрузкѣ (см. § 6).
11. Дѣйствительная мощность, затра- чиваемая на компрессоры $N_e$ . . . . .	д. лР <sup>11)</sup>	<sup>11)</sup> Вычисленіемъ по § 15, форм. (61, 63).
12. Мощность, затрачиваемая на вред- ныя механич. сопротивленія $W_0$ .	д. лР <sup>12)</sup>	<sup>12)</sup> Вычитаніемъ изъ <sup>7)</sup> , т. е. изъ $W_i - W_e - N_e = W_0$ ,
13. Индикаторная мощность двигателя безъ нагрузки $W'_0$ . . . . .	лР <sup>13)</sup>	<sup>13)</sup> Планиметрированіемъ холо- стыхъ діаграммъ $W'_0 \ll W_0$ .
14. Расходъ нефти на дѣйствительную лР-часъ въ кпг. . . . .	кпг. <sup>14)</sup>	<sup>14)</sup> Дѣленіемъ <sup>8)</sup> на <sup>10)</sup> и на <sup>2)</sup> .
» въ фунтахъ . . . . .	лб	
15. Механическій коэффиціентъ полез- наго дѣйствія двигателя, техниче- скій . . . . .	% <sup>15)</sup>	<sup>15)</sup> Дѣленіемъ <sup>10)</sup> на <sup>7)</sup> .
16. Тоже: теоретическій. . . . .	% <sup>16)</sup>	<sup>16)</sup> Дѣленіемъ <sup>10)</sup> на $(W_i - N_e)$ , т. е. выключая мощность расходуемую на компрессоры.
17. Механическій коэффиціентъ по хо- лостой діаграммѣ. . . . .	% <sup>17)</sup>	<sup>17)</sup> дѣленіемъ $\left( \frac{W_i - W'_0}{W_i} \right)$ .

		Примѣчанія.
18. Промышленная отдача Дизель-генератора . . . . .	‰ <sup>18)</sup>	<sup>18)</sup> Дѣленіемъ <sup>4)</sup> на 0,736 п на $W_i$ ; этотъ коэфф. исключаетъ ошибку въ опредѣленіи коэфф. полезнаго дѣйствія генератора.
19. Горючее п его составъ:		<sup>19)</sup> а) по калориметрическому опредѣленію;
а) теплотворная способность . . . . .	Cal.	
б)       "       "       "       по формулѣ Менделѣева . . . . .	Cal	б) формула (2).
Въ 1 klg горючаго.		
Углерода $C =$	‰	} химическій составъ по опредѣленію
Водорода $H =$	‰	
Кислорода $O_m =$	‰	
20. Средняя температура машиннаго помѣщенія . . . . .	C°	
21. Средняя температура отходящихъ газовъ въ цилиндрѣхъ: № 1 . . . . .	C°	<sup>21)</sup> по періодическимъ наблюденіямъ.
№ 2 . . . . .	C°	
№ 3 . . . . .	C°	
п т. д. . . . .	C°	
22. Средняя температура отходящихъ газовъ . . . . .	C°	<sup>22)</sup> Среднее изъ <sup>21)</sup> .
23. Средній результатъ анализа газовъ въ ‰ по объему:		<sup>23)</sup> По періодическимъ наблюденіямъ не болѣе чѣмъ черезъ $\frac{1}{2}$ -часа приборомъ Орса-Финшеръ.
Углекислоты $CO_2 = a$ . . . . .		
Своб. кислорода $O = b$ . . . . .	‰	<sup>24)</sup> Опредѣляется согласно выраженію (8).
Азота $N = c$ . . . . .	‰	
24. Коэфф. избытка воздуха $\alpha$ . . . . .	‰	<sup>25)</sup> Опредѣляется по выраженію (9).
25. Коэфф. подачи, включая воздухъ изъ компрессоровъ $\eta_0$ . . . . .	‰	
26. Объемъ отходящихъ газовъ при 0° п 760 мм. <sup>1)</sup> давленія:		
на 1 klg горючаго. { Углекислоты $CO_2 = x_c$	mtr <sup>3</sup>	
Кислорода $O = x_o$	mtr <sup>3</sup>	
Азота $N = x_n$	mtr <sup>3</sup>	
27. Полный объемъ при 0° п 760° мм. (или при $t^0$ п давленіи $p^0$ ) = $X_0$ .	mtr <sup>3</sup>	<sup>27)</sup> Вычисляется по <sup>23)</sup> пропорціямъ: ‰ по объему $CO_2 = a$ <sup>2)</sup> .
		На 1 klg горючаго приходится углекислоты $x_c$ :
		$\left( \frac{3,667 \cdot C}{1,977} \right)$ mtr <sup>3</sup> при 0° п 760 мм.

<sup>1)</sup> Точнѣе, привести къ температурѣ  $t^0$  машиннаго помѣщенія п давленія по барометру въ часы испытанія.

<sup>2)</sup> Точнѣе по стр. 73.

		Примѣчанія
		Отсюда кислородъ по пропорціи:
		$a \dots \frac{3,667 \cdot C}{1,977}$ ,
		$b \dots x_0$
	и	$x_0 = \frac{3,667 \cdot C \cdot b}{1,977 \cdot a}$
	и азота	$x_n = \frac{3,667 \cdot C \cdot c}{1,977 \cdot a}$
		<sup>28)</sup> $X_T = X_0 \left( 1 + \frac{T}{T_{абс.}} \right)$ ,
	гдѣ	$T_{абс.} = 273^\circ \text{C.}$
	mtr <sup>3</sup>	<sup>29)</sup> Дѣленіемъ изъ <sup>26)</sup> $x_c$ , $x_0$ и $x_n$ на
28. Объемъ газова, приведенный къ давленію (760 мм. или точнѣе $p_0$ по барометру) при средней температурѣ отход. газова $X_T$ . . .		вѣсъ 1 куб. метра каждаго газа и на
29. Вѣсъ газова на одну д. IP-часть:	kg.	расходъ горячаго изъ <sup>14)</sup> .
Углекислота $CO_2$ . . . . .	kg.	
Кислорода $O$ . . . . .	kg.	
Азота $N$ . . . . .	kg.	
30. Полный вѣсъ газова . . . . .	kg.	
31. Расходъ охлаждающей воды на 1 д. IP-часть:	kg.	<sup>31)</sup> Дѣленіемъ <sup>9)</sup> на <sup>10)</sup> и на <sup>2)</sup> .
32. Средняя темпер. холодной воды $\tau_1$ .	C°	<sup>32)</sup> По періодическимъ наблюденіямъ.
33. Средняя темпер. горячей воды $\tau_2$ .	C°	<sup>33)</sup> То же.
34. Давленіе барометрическое . . . . .		
35. "    "    пудверизирующаго воздуха по манометру . . . . .	kg/cm <sup>2</sup>	<sup>35)</sup> По періодическ. наблюденіямъ.
36. Родъ цилиндроваго масла . . . . .		<sup>36)</sup> Обозначить вязкость и температуру вспышки, такъ какъ вліяетъ на $\eta_m$ .
37. Расходъ его на 1 д. IP-часть . . . . .		

**Б а л а н с ь   т е п л а .**

	Въ калоріяхъ.	Въ %.
<p><i>A.</i> На 1 д. IP-часъ расходуется теплота, равная теплотворной способности горючаго = <math>K</math> умноженной на число klg. нефти, по <sup>14)</sup> = <math>g</math></p> <p align="right"><math>K.g</math> калорій . . . . .</p>	«	» 100%
<p><i>B.</i> Полезно полученная теплота въ видѣ 1 д. IP-часъ на валу двигателя равна . . . . .</p>	632	« »
<p><i>C.</i> Потерянная теплота въ отходящихъ газахъ на 1 д. IP-часъ:</p> <p align="center"><math>[(30)] \times [T - t] \times C_p = . . . . .</math></p> <p>гдѣ <math>T</math> получается пзъ (22), <math>t</math> — пзъ (20) и <math>C_p</math> — есть средняя теплоемкость газовъ по (§ 8, выр. 46)</p>	«	» « »
<p><i>D.</i> Потерянная теплота воды на 1 д. IP-часъ</p> <p align="center"><math>9.H.g \times [T - t] \times 0,6 . . . . .</math></p> <p><i>P.S.</i> Добавочно потеря въ парахъ отъ влажности воздуха (см. § 8) . . . . .</p>	«	» « »
<p><i>E.</i> Потерянная теплота на охлаждающую воду на 1 д. IP-часъ:</p> <p align="center"><math>[31] \times [\tau_2 - \tau_1] . . . . .</math></p>	«	» « »
<p><i>F.</i> Потерянная теплота на вредныя механическія сопротивленія, включая работу компрессоровъ на 1 д. IP-часъ:</p> <p align="center"><math>\frac{W_i - W_e}{W_a} \times 632 . . . . .</math></p>	«	» « »
<p><i>G.</i> Невязка испытанія на 1 д. IP-часъ:</p> <p align="center"><math>A - [632 + B + C + D + E + F) . . . . .</math></p> <p align="right"><math>A =</math></p>	«	» « »
<p>Экономическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія Дизель-мотора</p> <p align="center"><math>\eta = \frac{632 \times 100}{A} \% \text{ въ } . . . . .</math></p>		

### ПРИЛОЖЕНІЯ:

1. «       » діаграммъ нормальной нагрузки.
2. «       »       »       » перегрузки.
3. «       »       »       » холостого хода.
4. «       »       »       » сжатія и расширенія воздуха.
5. «       »       »       » засасыванія и выталкиванія воздуха и газовъ.
6. «       »       »       » пуска въ ходъ.
7. «       »       »       » компрессоровъ низкаго и высокаго давленія.

§ 18. Приложение. Технические условия на поставку Дизель-моторовъ въ связи съ испытаніями; научно-техническая постановка вопроса. а) Введеніе. Электрическія станціи, фабрики и заводы, вообще учрежденія и лица, пожелавшія установить у себя двигатели Дизеля, невольно сталкиваются съ вопросомъ первостепенной важности: «какъ оградить себя отъ возможности получить отъ машиностроительныхъ заводовъ двигатель или не современной, устарѣлой конструкціи, или двигатель, уступающій по экономичности другимъ такого же типа, или наконецъ дурно собранный и ненадежный двигатель въ механическомъ отношеніи.

Вполнѣ основательныя опасенія такого рода ведутъ къ необходимости приложенія къ контракту, или заказу, особыхъ условий, коимъ долженъ удовлетворять доставляемый двигатель, носящихъ въ техникѣ наименованіе «техническихъ условий на поставку и установку двигателей».

Въ большинствѣ случаевъ практики, составляемыя мало опытными техниками, недостаточно знакомыми съ двигателями Дизеля, техническія условия иногда содержатъ или совершенно ненужные §§, или не включаютъ въ себѣ наоборотъ весьма важныхъ отдѣловъ, или имѣютъ §§ другъ другу противорѣчащія. Такія условия весьма охотно подписываются заводами двигателей, такъ какъ при испытаніяхъ нетрудно доказать, что «техническія условия», не выдерживаютъ съ технической и научной точекъ зрѣнія критики.

Между тѣмъ, значительный матеріалъ по испытаніямъ двигателей Дизеля уже позволяетъ въ настоящее время создать техническія условия, достаточно научно обоснованныя, что съ одной стороны облегчитъ составителямъ контрактовъ получить достаточныя гарантіи въ качествахъ покупаемаго двигателя, а съ другой—заставитъ заводы улучшать выпускаемыя на рынокъ машины.

Произведенныя испытанія по нормальнымъ техническимъ условиямъ должны дѣлаться общимъ достояніемъ, такъ какъ измѣненіе цифръ и нормъ техническихъ условий покоятся именно на статистико-технической сводкѣ предыдущихъ испытаній.



Съ этой точки зрѣнія необходимо, чтобы испытанія дѣлались лицами, обладающими достаточными познаніями и опытомъ; чтобы испытанія производились по журналамъ нормальнаго, выработаннаго образца; чтобы приборы, употребляемые при испытаніяхъ, были достаточно вывѣрены.

Планъ испытанія и форма журнала не должны носить лабораторно-научнаго характера, но тѣмъ не менѣе имѣть вполне серьезный техническій характеръ, твердо опирающійся на научныя основанія.

Необходимо самымъ энергичнымъ образомъ пропагандировать идею такихъ техническихъ условій, которыя сопровождалась бы испытаніями по нормальному журналу, хотя бы не всѣ полученныя непосредственно, или вычисленныя цифры, были гарантированы дѣлающимъ поставку заводомъ.

б) Общія соображенія о составленіи техническихъ условій. Предметами интересующими учрежденія и лицъ, устанавливающихъ у себя двигатели Дизеля, могутъ быть:

- I. Современность конструкціи поставляемаго двигателя;
- II. Качество матеріаловъ, изъ которыхъ построены двигатель;
- III. Экономичность работы двигателя по расходу горючаго на 1 д. HP-часъ, при разныхъ нагрузкахъ;
- IV. Надежность работы двигателя въ механическомъ отношеніи;
- V. Расходъ смазочныхъ маселъ для цилиндровъ и для машины;
- VI. Расходъ охлаждающей воды;
- VII. Составъ и качество отработанныхъ газовъ.

Разберемъ каждый изъ поставленныхъ предметовъ, долженствующихъ войти въ видѣ опредѣленныхъ гарантій въ техническія условія, и выяснимъ, какія нормы могутъ быть поставлены въ настоящее время для вновь заказываемыхъ двигателей.

## I.

### Современность конструкціи двигателя.

Эволюція постройки двигателей Дизеля, какъ и вообще всякаго типа двигателей, заключается въ удешевленіи ихъ, уменьшеніи размѣровъ и вѣса на единицу мощности. Поэтому естественно, что усилія заводскихъ конструкторовъ направлены къ увеличенію числа оборотовъ двигателя. Однако, такое увеличеніе было бы вреднымъ, если бы при этомъ увеличивалась скорость поршня машины, т.-е. переходила бы предѣлы 4—6 метровъ въ секунду для машинъ средней мощности. Въ виду этого техническія условія должны заключать данныя не только

- 1) номинальной мощности машины въ д. HP, но и
- 2) размѣры цилиндровъ, съ указаніемъ площади поршня и скорости поршня въ секунду, при «    » числѣ оборотовъ въ минуту.

Число цилиндровъ двигателя, вообще говоря, не можетъ ограничиваться техническими условіями, такъ какъ хотя механическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія нѣсколько понижается при увеличеніи числа цилиндровъ, надзоръ усложняется, но достигается высокая равномерность хода, при небольшомъ маховикѣ, а это обстоятельство способствуетъ болѣе долгой службѣ машины.

Коэффициентъ неравномерности хода долженъ быть оговоренъ техническими условіями, такъ какъ его значеніе важно съ качественной точки зрѣнія работы генераторовъ электрической энергіи.

- 3) Нормами можно было бы признать для двухцилиндровыхъ двигателей (генераторы постоянного тока, параллельно съ батареей аккумуляторовъ) коэфф. неравномерн. .  $1/70 - 1/100$   
 Тоже, но безъ параллельной работы съ аккумуляторами коэфф. неравномерн. . . . .  $1/100 - 1/150$   
 Трехцилиндровые двигатели коэфф. неравномерн. . .  $1/150 -$   
 Двигатели для однофазныхъ генераторовъ (трехцилиндровые) коэфф. неравномерн. . . . .  $1/150 - 1/200$   
 Двигатели для трехфазнаго тока (двухъ, трехъ и четырехцилиндровые) коэфф. неравномерн. . . . .  $1/150 - 1/200$

PS. При опредѣленіи коэффициента неравномерности необходимо указаніе, что индикаторныя мощности каждаго изъ цилиндровъ равны между собою, иначе діаграмма тангенціальныхъ усилій искажается, и коэффициентъ неравномерности увеличивается.

Обращаясь затѣмъ къ другимъ даннымъ машины, затрагивающимъ ея конструктивныя особенности, необходимо, въ связи съ коэффициентомъ неравномерности, ставить условія дѣйствія регулятора и нефтяныхъ насосовъ.

Конструкція регулятора и насосовъ должна быть такова, чтобы регулированіе при плавныхъ и мгновенныхъ измѣненіяхъ нагрузки совершалось въ поставленныхъ предѣлахъ.

Однако совершенно недостаточно вводить голыя цифры, опредѣляющія измѣненія числа оборотовъ при плавномъ и мгновенномъ измѣненіи нагрузки; необходимо опредѣлять еще условія, при которыхъ % измѣненія не переходили бы нормъ; дадимъ поясненія.

- Пусть  $N_1$  — число оборотовъ при полной нагрузкѣ и  
 »  $N_2$  — » » » холостомъ ходѣ.

При плавномъ измѣненіи нагрузки въ теченіе, напримѣръ, 15 минутъ приращеніе

$$N_2 - N_1 = \Delta N \text{ оборотовъ}$$

или въ %:

$$100 \cdot \frac{\Delta N}{N_1} \%$$

Если электрическая регулировка такова, что напряжение на борнах генератора легко приводится къ нормальному, то величина  $\left(100 \cdot \frac{\Delta N}{N_1}\right)$  не играет никакой роли въ удобствахъ эксплуатаціи двигателя; во всякомъ случаѣ, чѣмъ больше этотъ ‰, тѣмъ устойчивѣе работа двигателя; какъ норму можно было бы рекомендовать не переходить, однако 5‰, такъ какъ иначе пришлось бы реостаты возбужденія генераторовъ дѣлать съ большимъ запасомъ сопротивленія.

Гораздо существеннѣе вопросъ о разгонѣ машины при мгновенномъ сбрасываніи нагрузки съ полной до нуля, что на практикѣ бываетъ при плавленіи машинныхъ предохранителей.

При сбрасываніи, число оборотовъ съ  $N_1$  поднимается до  $(N_1 + \Delta N_{\max.})$  болѣе чѣмъ  $(N_1 + \Delta N) = N_2$  холостого хода, затѣмъ быстро переходитъ до  $(N_1 - \Delta N_{\min.})$ , вновь поднимается, но уже съ затухающими колебаніями и черезъ нѣсколько секундъ  $T_0''$  доходить до  $N_2$ .

Часто встрѣчаемъ въ техническихъ условіяхъ выраженіе: «разгонъ машины не долженъ превышать  $\pm$  « ‰ при сбрасываніи нагрузки съ полной до нуля».

Этотъ пунктъ долженъ быть измѣненъ и дополненъ слѣдующимъ образомъ:

4. Разгонъ машины при сбрасываніи нагрузки съ полной до нуля не долженъ превышать  $+\Delta N_{\max.}$ , вычисляемый въ ‰ къ среднему числу оборотовъ:

$$100 \cdot \frac{+\Delta N_{\max.}}{\left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right)} \text{ въ } \text{‰},$$

при неизмѣнномъ давленіи пульверизирующаго воздуха по манометру, соотвѣтствующемъ полной нагрузкѣ и безъ специальной подрегулировки нефтяныхъ насосовъ.

PS. Намъ можетъ интересовать только увеличеніе оборотовъ, и потому въ условія входитъ только величина  $+\Delta N_{\max.}$ ; затѣмъ при полной нагрузкѣ давленіе пульверизирующаго воздуха вообще держится довольно высокимъ, и это давленіе при холостомъ ходѣ способствуетъ разгону.

Для современныхъ двигателей этотъ разгонъ не долженъ превышать  $+6\text{‰}$ , при коэффициентѣ неравномѣрности въ  $1/100 - 1/150$  и  $+5\text{‰}$  для коэффициента неравномѣрности  $1/70 - 1/100$ .

Резюмируя вышеизложенное, къ отдѣлу I-му можно отнести:

- |  |                                  |
|--|----------------------------------|
| 1) Точныя обозначенія размѣровъ машины:  |                                  |
| а) число цилиндровъ . . . . .  | —                                |
| б) площадь поршней . . . . .   | —                                |
| в) число оборотовъ . . . . .   | —                                |
| г) скорость поршня      mtr. въ 1" . . . . .   | 3,5—5,0                          |
| 2) а) Мощность нормальная въ д. IP . . . . .   | —                                |
| б) мощность максимальная въ д. IP . . . . .  | 15—20%                           |
| (развита въ теченіе $\frac{1}{2}$ часа).   |                                  |
| 3) Коэффициентъ неравномѣрности . . . . .  | $\frac{1}{70}$ — $\frac{1}{200}$ |
| 4) Разгонъ двигателя въ %: 100 . $\frac{+ \Delta N_{\max.}}{\left(\frac{N_1 + N_2}{2}\right)}$ при со- |                                  |
| блюденіи вышеуказанныхъ условій поддержанія  |                                  |
| давленія пульверизирующаго воздуха и безъ ре-  |                                  |
| гулировки нефтяныхъ насосовъ . . . . .   | + 5 до + 6%                      |

## II.

### Качество матеріаловъ двигателя.

Техническія условія не должны и не могутъ, разумѣется, указывать, изъ какихъ матеріаловъ и какого качества должны строиться двигатели; затѣмъ совершенно невозможно приѣмочными испытаніями двигателя убѣдиться въ доброкачественности этихъ матеріаловъ, если нѣтъ замѣтныхъ на глазъ, напр., раковинъ въ цилиндрахъ, трещинъ на поршняхъ и т. п.

Однако необходимо въ обезпеченіе оговаривать въ техническихъ условіяхъ извѣстную гарантію завода, въ теченіе опредѣленнаго срока работы двигателя. Наилучшимъ способомъ дѣйствительной гарантіи было бы:

1) установленіе пробной работы двигателя при полной нагрузкѣ въ теченіе 2 недѣль, по 20—22 часа въ сутки; такая работа должна производиться подъ наблюденіемъ монтера завода, и предшествовать приѣмочнымъ испытаніямъ;

2) установленіе годичнаго срока гарантіи завода за цѣлость и надежность частей двигателя. съ бесплатной замѣной частей въ случаѣ порчи и даже передѣлкой двигателя, если порча опредѣленной части была два или болѣе раза; при этомъ исключается порча по винѣ персонала, коему ввѣренъ уходъ.

## III.

Экономичность работы двигателя по расходу горючаго на 1 д. IP-часъ при разныхъ нагрузкахъ.

Техническія условія должны содержать точныя указанія, что испытанія на экономичность будутъ производиться на горючемъ (сырой нефти)

удѣльнаго вѣса = «    », теплотворной способности = «    » калорій (съ вычетомъ теплоты на конденсаціи паровъ воды), и химическаго состава:

$$\begin{aligned} CO_2 \text{ въ } & \text{«    » } \% \\ H \text{ въ } & \text{«    » } \% \\ \text{и } O_m \text{ въ } & \text{«    » } \% \end{aligned}$$

При этихъ условіяхъ заводъ гарантируетъ:

Режимъ работы.	Нормы.
а) Расходъ горючаго при полной нагрузкѣ на 1 д. IP-часъ. . . . .	0,190—0,21 klg
б) Расходъ горючаго при $\frac{1}{2}$ нагрузки на 1 д. IP-часъ.	klg
в) Расходъ горючаго на холостой ходъ . . . . .	klg

PS. Опредѣленіе расхода горючаго производится взвѣшиваніемъ, а дѣйств. мощность опредѣляется по электрической мощности въ klw, дѣленной на 0,736 и на коэфф. полезнаго дѣйствія генератора = «    » %.

При этомъ достаточно время испытанія ограничивать 2—3 часами.

#### IV.

#### Надежность работы двигателя въ механическомъ отношеніи.

Подъ надежностью работы, мы подразумѣваемъ работу безъ ненормальнаго изнашиванія частей двигателя; а отсюда въ техническія условія должны входить пункты, обуславливающіе:

- 1) работа двигателя при всякихъ нагрузкахъ должна совершаться безъ стука и шума, не считая нормальнаго стука клапановъ;
- 2) вскрытіе цилиндровъ, поршней и подшипниковъ, послѣ 2-недѣльнаго испытанія машины по отдѣлу II, не должно обнаруживать односторонняго срабатыванія трущихся частей;
- 3) механической коэффиціентъ полезнаго дѣйствія двигателя не долженъ быть ниже опредѣленной практикой нормы, со включеніемъ работы компрессоровъ.

Такія нормы могутъ быть даны а) для 2-цилиндровыхъ двигателей отъ 0,70—0,73 (мощностью 100—300 д. IP), б) для 3-цилиндровыхъ двигателей 0,68—0,71.

Низкій коэффиціентъ полезнаго дѣйствія будетъ указывать на тяжелую работу двигателя и большія вредныя сопротивленія. При этомъ необходимо точно оговорить качество цилиндраго масла и его расходъ при полной нагрузкѣ.

V.

Расходъ смазочнаго масла.

Въ техническихъ условіяхъ важно установить расходъ цилиндрическаго масла, подаваемого непрерывно лубрикаторомъ въ цилиндръ машины, такъ какъ машинное масло, вообще говоря, расходуется съ постоянной фильтраціей, смѣшиваясь съ цилиндрическимъ и съ прибавляемъ, по надобности, свѣжаго.

Какъ норму для расхода цилиндрическаго жидкаго, свѣтлыхъ сортовъ масла, можно установить при полной нагрузкѣ

$$0,5 \text{ золотника на } 1 \text{ д. ПР-часъ.}$$

VI.

Расходъ охлаждающей воды.

Расходъ воды обуславливается, во-первыхъ, температурою входящей холодной воды  $\tau_1$  и температурою выходящей горячей воды  $\tau_2$ , и зависитъ отчасти отъ температуры отходящихъ газовъ.

Въ виду этого, для нормальной температуры отходящихъ газовъ при полной нагрузкѣ, т.-е.  $250\text{—}350^\circ \text{C.}$ , можно было бы установить, что расходъ охлаждающей воды на 1 д. ПР-часъ не долженъ превышать 12,3 литровъ при разности температуръ входящей и выходящей воды  $(\tau_2 - \tau_1) = 50^\circ \text{C.}$ ; или, если количество воды  $q$  klg, а температура ея  $(\tau_2' - \tau_1'')$ , то

$$12,3 \times 50 = q \cdot (\tau_2' - \tau_1'') = 615 \text{ калорій.}$$

Такое опредѣленіе расхода воды предполагаетъ, на основаніи практическихъ данныхъ испытаній, что съ увеличеніемъ количества воды, температура горячей воды падаетъ, но общая потеря тепла въ охлаждающей водѣ остается приблизительно постоянной.

VII.

Составъ и качество отходящихъ газовъ.

Въ двигателяхъ Дизеля отработанные газы вообще состоятъ изъ

углекислоты $CO_2$	безъ цвѣта и запаха,	
паровъ воды $H_2O$	»	»
азота $N$	»	»
и кислорода $O$	»	»

но этотъ составъ имѣеть мѣсто при полной нагрузкѣ или нагрузкѣ, близкой къ полной.

При перегрузкахъ въ 15—20%, холостомъ ходѣ и нагрузкахъ ниже  $\frac{1}{2}$ , газы содержатъ уже обугленные частицы горючаго, т.-е. обугленные углеводороды, дающими и запахъ, и имѣющими сѣрый, изъ-черна, цвѣтъ.

Такъ какъ явленія эти суть явленія нормальныя, то техническія условія должны оговорить лишь качество газовъ при  $\frac{2}{3}$ — $\frac{3}{3}$  отъ полной нагрузки, что таковыя должны быть безцвѣтны и безъ запаха.

Постановка этихъ же условій для другихъ режимовъ будетъ въ практическомъ отношеніи бесполезна.

Мы разобрали наиболѣе существенные пункты, которые должны быть гарантированы или оговорены техническими условіями.

Тѣмъ не менѣе остается въ силѣ указаніе на то, чтобы испытанія совершались по опредѣленному плану и нормальному журналу, т.-е. охватывали бы полностью работу испытываемаго двигателя и въ механическомъ, и въ тепловомъ отношеніи.

Такой нормальный журналъ данъ въ концѣ этого § въ видѣ отдѣльнаго листка, причемъ жирнымъ шрифтомъ отпечатаны пункты, подлежащіе обыкновенно гарантіи завода.

В. В. Дмитріевъ.

КОНЕЦЪ.

## Испытаніе двигателя внутреннего сгорания.

На центральной станции гор.....

Испытаніе двигателя внутреннего сгорания, системы Дизеля.....

типа:..... съ «.....» цилиндрмп.

завода:.....

мощность въ eff. Н. Р. нормально..... «.....» eff. Н. Р.

" " " " максимально..... «.....» " "

число оборотовъ въ минуту..... «.....» обор.

коэффициентъ неравнобѣрности..... «.....»

Время испытанія:..... дня..... мѣс. 19.....г.

### Данныя генератора электрической энергии:

Нормальные вольты:.....

" амперы:.....

Сила тока короткаго замыканія:.....

Типъ:.....

Коэффициентъ полезнаго дѣйствія:

а) при полной нагрузкѣ: «.....» %

б) "  $\frac{2}{3}$  " «.....» "

в) "  $\frac{1}{3}$  " «.....» "

### Данныя компрессоровъ:

Объемъ цилиндра низкаго давленія «.....» mtr<sup>3</sup>

" " высокаго " «.....» mtr<sup>3</sup>

Ходъ поршня низкаго " «.....» mtr

" " высокаго " «.....» mtr

Площадь поршня низкаго " «.....» кв./см

" " высокаго " «.....» кв./см

### Данныя двигателя:

Объемъ цилиндровъ: «.....» mtr<sup>3</sup>

Площадь поршней: «.....» кв./см

Ходъ въ метрахъ: «.....» mtr

Скорость поршня: «.....» mtr/сек.

Испытаніе производилъ: *Инженеръ*.....

Присутствовалъ: *Монтеръ завода*.....



# Результаты испытанія.

(Вычисляются на основаніи періодическихъ записей и диаграммъ).

1. Время псытатія . . . . .	19.....г.
2. Продолжительность испытанія въ часахъ . . . . .	
3. Среднее число оборотовъ въ минуту . . . . .	
4. Средняя электрическая мощность въ klw («.....» ампер., «.....» вольтъ) . . . . .	
5. Дѣйствительная мощность на валу двигателя . . . . . eff. IP	
6. Средне индикаторное давленіе въ klg { цилиндръ №..... } на klg c/m <sup>2</sup> . . . . . { " №..... } " " " №..... }	
7. Индикаторная мощность цилиндра № . . . . .	
8. " " " № . . . . .	
9. " " " № . . . . .	
10. " " " полная всѣхъ цилиндровъ . . . . . ind. IP	
11. Расходъ нефти во все время въ футахъ: «.....», а «.....» въ klg.	
12. " " за 1 часъ . . . . . «.....», " «.....» "	
13. " " на 1 ind. H. P.-часъ . . . . . «.....», " «.....» "	
14. " " на 1 eff. H. P.-часъ . . . . . «.....», " «.....» "	
15. " " на 1 klw-часъ . . . . . «.....», " «.....» "	
16. Индикаторная мощность двигателя { цилиндръ №..... } безъ нагрузки . . . . . { " №..... } . . . . . ср. " " " №..... }	
17. Механическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія, включая компрессоры . . . . .	
18. Механическій коэффициентъ полезнаго дѣйствія, безъ компрессоровъ . . . . .	
19. Дѣйствительная мощность, расходуемая на компрессоры: eff. IP.	
20. Промышленная экономическая отдача Дизель-генератора въ % . . . . .	
21. Топливо и его составъ въ % по вѣсу . . . . .	
100% { C (углеродъ) . . . . .	
H (водородъ) . . . . .	
O <sub>m</sub> (кислородъ) . . . . .	
22. Теплотв. способн. K = { калориметрамъ . . . . . cal	
по форм.: 8080. C + 25.720 (H - $\frac{O_m}{8}$ ) = cal	
23. Средняя температура отход. газовъ { цилиндръ №..... } въ °C . . . . . { " №..... } ср. " " " №..... }	
24. Средняя температура воздуха въ машинномъ помещеніи . . . . .	
25. Средній результатъ анализа по приложенію I-му . . . . .	
CO <sub>2</sub> ..... въ % по объему . . . . .	
O св. . . . . " " "	
N . . . . . " " "	

26. Коэффициентъ подачи воздуха въ цилиндры	.....	въ %
27. Отношеніе введеннаго воздуха въ цилиндры къ теоретически необходимому, $\alpha =$	.....	
28. Объемъ отходящихъ газовъ $O^o$ и 760 м/м давленія . . . . .	$\left\{ \begin{array}{l} CO_2 \dots\dots\dots \\ O \dots\dots\dots \\ N \dots\dots\dots \end{array} \right.$	}. mtr.
29. Объемъ отходящихъ газовъ при условіяхъ испытанія ( $t^o$ и $p_0$ м/м давленія) . . . . .	$\left\{ \begin{array}{l} CO_2 \dots\dots\dots \\ O \dots\dots\dots \\ N \dots\dots\dots \end{array} \right.$	}. mtr <sup>3</sup>
30. Объемъ отходящихъ газовъ при температурѣ выпуска. . . . .		mtr <sup>3</sup>
31. Въѣсъ " " на одну eff. Н. Р.-часть. . . . .	$\left\{ \begin{array}{l} CO_2 \dots\dots\dots \\ O \dots\dots\dots \\ N \dots\dots\dots \end{array} \right.$	}. klг
32. Расходъ охлаждающей воды за время испытанія. . . . .		
33. Тоже на eff. Н. Р.-часть . . . . .		
34. Средняя температура поступающей воды $t_1$ °С. . . . .		
35. " " уходящей воды . . . . .	$\left\{ \begin{array}{l} \text{цилиндръ №} \dots\dots\dots \\ \text{ " } \text{№} \dots\dots\dots \\ \text{ " } \text{№} \dots\dots\dots \end{array} \right.$	$t_2$ (сред.) °С.
36. Давленіе воздуха въ м/м по барометру . . . . .		
37. Давленіе воздуха для пульверизаціи нефти въ klг/cm <sup>2</sup> . . . . .		
38. Расходъ цилиндроваго масла вязкости температура всыпик ..... °С. на 1 eff. IP-часть. . . . .		

### БАЛАНСЪ ТЕПЛА.

	Въ cal.	Въ %
А) На 1 eff. Н. Р.-часть расходуется тепла klг нефти × теплотворной способности . . . . . cal		100%
В) Потерянная теплота на охлаждающую воду . . . . . cal		
В) Потерянная теплота въ отходящихъ газахъ . . . . . cal		
В <sub>1</sub> ) " " " парахъ воды . . . . . cal		
Г) Потерянная теплота на механ. сопротивленія . . . . . cal		
Д) Неучтенная (невязка пепытанія) . . . . . cal		
Е) Полезно полученная на валу двигателя при переводѣ на теплоту . . . . . cal	632	
<b>A =</b>		100°
Экономическій коэф. полезнаго дѣйствія $\frac{E}{A} <$		> %

## Разборъ прилагаемыхъ диаграммъ:

Д і а г р а м м ы:	Число ихъ.	Примѣчанія.
1. Нормальной нагрузки. . . . .		
2. Перегрузки . . . . .		
3. Холостого хода . . . . .		
4. Сжатія воздуха. . . . .		
5. Засасыванія и выталкиванія . . . . .		
6. Пуска въ ходъ. . . . .		
7. Компрессора низкаго давленія . . . . .		
8. Компрессора высокаго давленія. . . . .		

Вычисленія производилъ: *Инженеръ* .....

Р. С. Предложенъ, какъ нормальный журналъ для испытанія двигателей Дизеля на II-мъ Съѣздѣ Инженеръ-Электриковъ, въ С.-Петербурѣ 23-го февраля 1910 г. докладомъ адъютанта Эл.-Техн. Института Инженеръ-Электрика В. В. Дмитріева.

## ОГЛАВЛЕНІЕ.

	СТРАН.
ВВЕДЕНІЕ . . . . .	1
§ 1. Дизель-моторъ, общая схема его работы . . . . .	3
§ 2. Горючее . . . . .	5
§ 3. Процессы горѣнія и работа газовъ . . . . .	10
§ 4. Общій балансъ тепла и практическіе способы опредѣленія элементовъ баланса . . . . .	20
§ 5. Опредѣленіе дѣйствительной работы газовъ въ цилиндрѣ Дизель-мотора помощью индикаторныхъ діаграммъ; теоретическая діаграмма . . . . .	29
а) Индикаторы и ихъ принадлежности . . . . .	32
б) Повѣрка индикаторныхъ пружинъ . . . . .	42
в) Вычисленіе діаграммъ и планиметрированіе ихъ . . . . .	50
§ 6. Опредѣленіе потерь на холостой ходъ двигателя; снятіе діаграммъ холостого хода, повѣрка результатовъ опредѣленіемъ эффективной мощности развиваемой двигателемъ помощью электрическихъ генераторовъ . . . . .	58
§ 7. Механическій коэффиціентъ полезнаго дѣйствія Дизель-мотора; вліяніе перемѣнной нагрузки . . . . .	62
§ 8. Опредѣленіе тепла, потеряннаго въ отходящихъ газахъ помощью анализа газовъ . . . . .	64
а) Приборъ Орса-Фишеръ . . . . .	65
б) Опредѣленіе потерь по температурѣ и составу газовъ; вліяніе перемѣнной нагрузки . . . . .	67
§ 9. Опредѣленіе тепла, потеряннаго въ охлаждающей водѣ . . . . .	78
§ 10. Полный балансъ тепла, причины возможной невязки . . . . .	80
§ 11. Опредѣленіе коэффиціента подачи воздуха . . . . .	81
§ 12. Индикаторныя діаграммы и ихъ разборъ для опредѣленія правильности работы органовъ Дизель-мотора; ненормальныя діаграммы и причины ихъ искаженія . . . . .	83
§ 13. Нефтяной насосъ и регулированіе подачи нефти при измѣненіи нагрузки; вліяніе давленія пульверизирующаго воздуха на работу двигателя; вліяніе сжатія . . . . .	89

§ 14.	Опредѣленіе коэффиціента неравномѣрности хода; причины ухудшенія его; вліяніе коэффиціента неравномѣрности на параллельную работу Дизель-генераторовъ перемѣннаго тока. . . . .	94
§ 15.	Компрессоры низкаго и высокаго давленія . . . . .	104
§ 16.	Текущій контроль работы Дизель-моторовъ на центральныхъ станціяхъ . . . . .	111
§ 17.	Производство испытаній Дизель-моторовъ и журналы испытаній съ поясненіями и примѣрами . . . . .	112
§ 18.	Приложеніе: «Техническія условія на поставку Дизель-моторовъ въ связи съ испытаніями». . . . .	118

