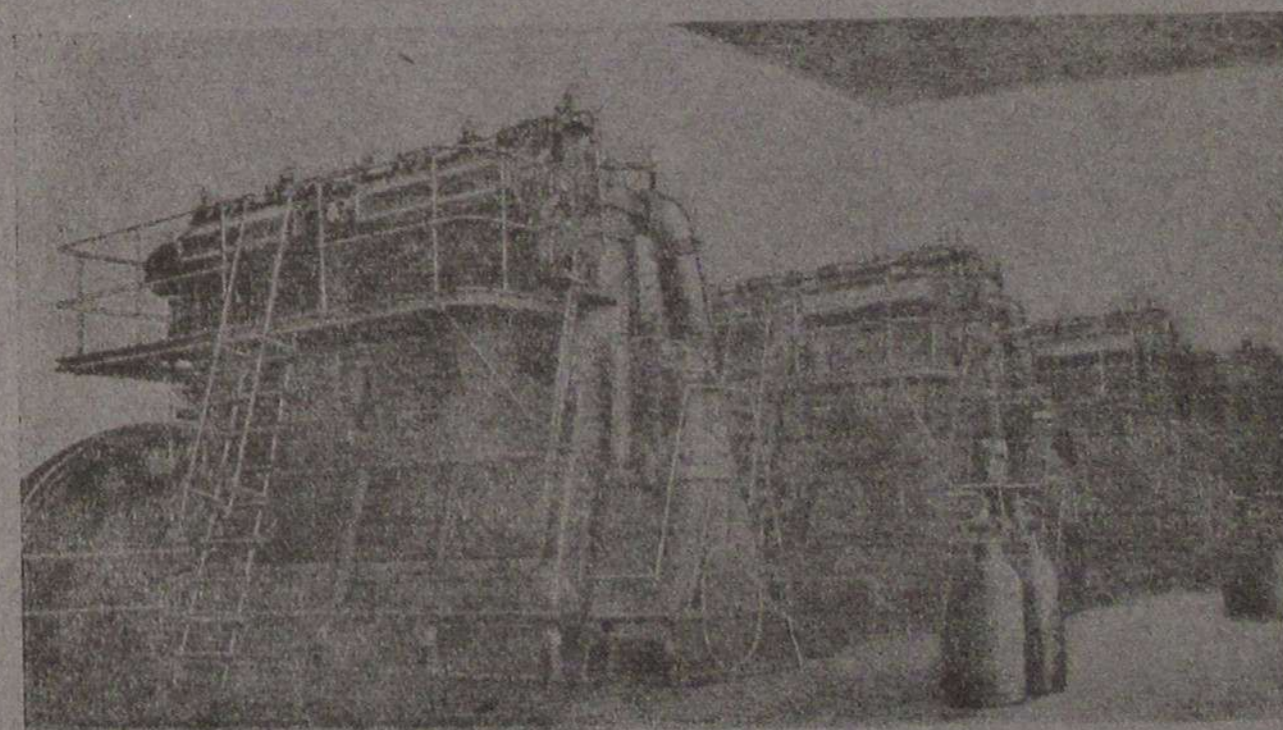


ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ им. В. И. УЛЬЯНОВА (ЛЕНИНА)

Инженер-электрик Г. И. ПЕТЕЛИН

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ РАБОТЫ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ДВИГАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ, ГАЗОВЫЕ И ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ.



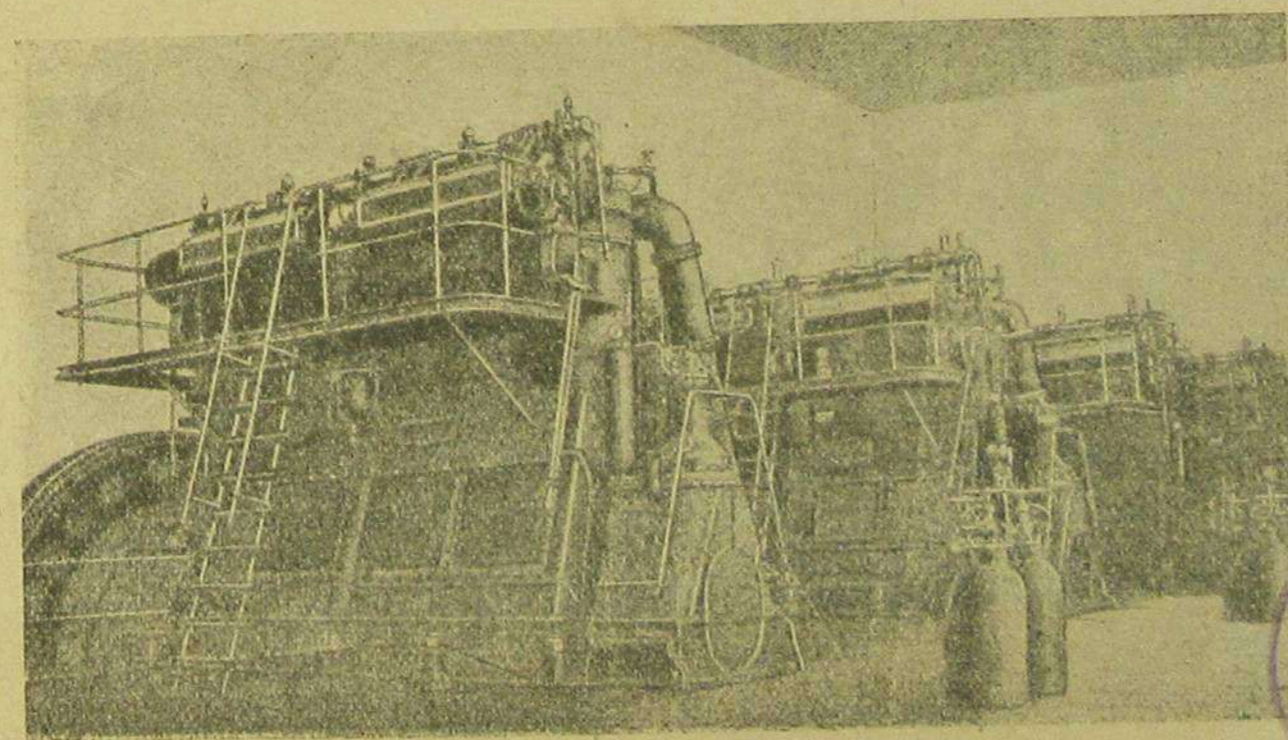
ИЗДАТЕЛЬСТВО  
**КУБУЧ**  
ЛЕНИНГРАД  
1928

R 220  
21

Инженер-электрик Г. И. ПЕТЕЛИН

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ РАБОТЫ  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

ДВИГАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ, ГАЗОВЫЕ И ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ.



ИЗДАТЕЛЬСТВО  
**КУБУЧ**  
ЛЕНИНГРАД  
≡ 1928 ≡

Ленинградский Облслит № 8203. Тираж 1000

## ПРЕДИСЛОВИЕ

В большинстве русских руководств по двигателям внутреннего сгорания вопросы, связанные с контролем их работы, освещены в недостаточной степени.

Приятное исключение в этом отношении представляет труд проф. Электротехнического Института В. В. Дмитриева «Технич. контроль работы машин на Центральн. Электрич. станциях», вып. III—Испытание Дизель-машин, —изданного в 1910 г., в котором с достаточной полнотой разобраны методы исследования работы двигат. Дизеля.

В настоящее время этот прекрасный труд к сожалению является библиографической редкостью.

Предлагаемое руководство представляет конспект лекций, прочитанного автором в 1926/1927 уч. году студентам Электротехнического Института по отделу испытания двигателей внутреннего сгорания курса «Технич. контроль работы Центральн. Электрических станций».

Ввиду того, что руководство в первую очередь предназначено для студентов электриков, автор при изложении опустил описание методов определения к.п.д. электрич. генераторов и вопросы, связанные с искусственной нагрузкой электрич. машин, т. к. эти вопросы достаточно полно освещаются в курсе электромеханики.

Автор надеется, что его, хотя и далекое до совершенства, руководство все же поможет читателям разобраться в вопросах исследования двигателей внутреннего сгорания.

В заключение автор приносит свою благодарность студенту Электротехнич. Института М. П. Осипенкову за помощь, оказанную им при чтении корректуры и печатании настоящего руководства.

*Инженер Г. Петелин.*

Ленинград,  
Электротехнический Институт  
им. В. И. Ульянова (Ленина)  
20 апреля 1928 г.

## О Г Л А В Л Е Н И Е.

Предисловие	
Литературные источники.	
СТР.	
§ 1. Классификация двигателей внутреннего горения . . . . .	1
Разделение двигателей по характеру рабочего процесса и по роду потребляемого топлива. Схемы работы 4-х тактных двигателей быстрого горения и Дизеля. Вспомогательные устройства в двигателях Дизеля для получения сжатого воздуха для пульверизации. Схемы работы 2-тактных двиг. быстр. гор. и Дизеля.	
§ 2. Предметы исследования при испытании двиг. внутр. горения на экономичность работы . . . . .	10
§ 3. Определение индикаторной мощности . . . . .	13
Формулы для вычисления индикаторной мощности 4-х тактных и 2-тактных двигателей. Определение главных размеров двигателей, необходимых для вычисления индикаторной мощности.	
§ 4. Индикаторы и их принадлежности: индикаторные приводы . . . . .	16
Индикаторы Розенкранца, Шеффер и Буденберг и Кросби: индикаторные краны, крючки, шнуры, ходоуменьшители рычажные и роликовые,	
§ 5. Снятие индикаторных диаграмм и определение по ним среднего индикаторного давления . . . . .	33
Снятие и обработка диаграмм. Планиметр Амслера. Правило Симпсона.	
§ 6. Масштаб пружин . . . . .	39
Опытное определение масштаба. Средний и истинный масштабы.	
§ 7. Определение числа оборотов . . . . .	46
§ 8. Некоторые особенности при определении индикаторной мощности двигателей внутр. горения . . . . .	47
Индикаторная мощность за рабочие ходы (брутто) и вспомогательные (в 4-х такт. двигателях); индикаторная мощность вспомогательных цилиндров 2-тактных двигателей; индикаторная мощность полная (нетто); инд. мощность компрессоров для пульверизации топлива двиг. Дизеля.	
§ 9. Определение полезной мощности . . . . .	52
Веревочный тормоз; нажим Прони; расчет тормозных колодок нажима Прони. Определение эффективной мощности по электрической; к.п.д. электрических генераторов тока.	
§ 10. Механический к.п.д. двигателей внутреннего сгорания . . . . .	61
Способы вычисления механического к.п.д.; влияние смазки на него. Механические потери на 1 эф. HP-н.	
§ 11. Определение расхода топлива и тепла на единицу энергии для двиг. жидкого топлива . . . . .	63
Способы измерения расхода топлива. Расход тепла на 1 эф. HP-н, 1 ин. HP-н и 1 эл. kWh.	

§ 12. Определение расхода газа и тепла на единицу энергии для газовых двигателей . . . . .	65
Способы измерения расхода газа (с помощью газгольдера, газовых часов, пневмометров и пропускных отверстий). Принцип электрического измерителя расхода газа Томаса. Пересчет измеренного количества газа на нормальные условия. Анализ силового газа. Анализатор Дейтца. Определение теплотворной способности газа.	
§ 13. Определение потребления газа двигателем путем расчета к.п.д. и баланс тепла газогенератора . . . . .	89
Вычисление количества газа по расходу твердого топлива для газогенератора. Испытание газогенератора. Способы составления баланса тепла газогенератора. Средние величины для генераторного газа.	
§ 14. Потери и баланс двиг. внутр. сгорания . . . . .	98
Определение потерь в охлаждающей воде и в отходящих газах. Уравнение баланса тепла. Остаточный член баланса тепла.	
§ 15. Коэффициент подачи, объемный коэффициент и коэффициент смешения. . . . .	105
Способы их определений. Вычисление количества воздуха, подаваемого компрессорами по индикаторным диаграммам.	
§ 16. Общие указания относительно производства испытаний двигателей внут. сгорания . . . . .	109
Подготовка испытаний. Продолжительность испытаний. Порядок ведения испытаний. Допуски при приемных испытаниях. Условия испытания двигателей продолжительной работой и в действительных условиях.	
§ 17. Регулирование и коэффициент неравномерности хода. . . . .	114
Требования, предъявляемые к регулятору. Тахограф Горна, исследование регулирования. Допустимые величины коэффициента неравномерности хода в различных случаях. Способы регулирования впуска топлива; диаграммы регулирования.	
§ 18. Теоретический к.п.д. идеального цикла и влияние различных режимов на экономичность работы двиг. быстр. горения . . . . .	124
Влияние изменения нагрузки; максимальная мощность двигателя и влияние на нее температуры воздуха барометрического давления. Влияние времени вспышки. Влияние степени смешения. Влияние степени сжатия и наивысшие допустимые давления сжатия для двиг. быстр. горения при работе на различных сортах топлива. Влияние количества охлаждающей воды. Влияние числа оборотов.	
§ 19. Влияние различных режимов на экономичность работы двигателей Дизеля . . . . .	140
К.п.д. теоретического цикла. Влияние изменения нагрузки. Влияние давления пульверизации. Влияние давления продувки в 2-тактных двигателях. Зависимость максимальной мощности от давления пульверизации и барометрического давления.	
§ 20. Различные формы индикаторных диаграмм и определение по индикаторным диаграммам неисправностей в двиг. внутр. сгорания . . . . .	146
Правильные диаграммы двигателей быстр. горения и Дизеля. Неправильные диаграммы от неисправностей в индикаторе. Неправильные диаграммы двиг. быстр. горения и Дизеля от неисправностей в двигателях.	
§ 21. Текущий контроль работы двигателей внутр. горения . . . . .	158
Наблюдения за правильностью работы двигателей. Смазка. Условия, которым должно удовлетворять смазочное масло. Осмотры и очистка двигателей. Надзор за работой газогенератора.	
Приложения: . . . . .	171
Программа технических условий на двигатели внутр. горения. Журнал испытания двигателя внутреннего горения. Журнал испытания газогенератора. Определение химического состава силового (генераторн.) газа. Таблицы I—IV.	

#### ЛИТЕРАТУРНЫЕ ИСТОЧНИКИ.

- Гюльднер. Двигатели внутреннего сгорания. Изд. 1916 г.
- Дмитриев. Технический контроль. Испытание Дизель-моторов. Изд. 1910 г.
- Труды съезда деятелей, занимающихся построением и применением двиг. внутр. сгорания. 1910 г.
- Barth. Wahl. Projektierung u. Betrieb von Kraftanlagen. Изд. 1925 г.
- Eckardt. Die Gasmaschinen. Изд. 1908 г.
- Gerhards. Olmaschinen. Изд. 1921 г.
- Goldingham. Oil Engines ч. I и II. Изд. 1922 г.
- Gramberg. Technische Messungen. Изд. 1923 г.
- Gramberg. Maschinenuntersuchungen. Изд. 1924 г.
- Haeder. Der Indikator вып. I и II. Изд. 1924 г.
- Haeder. Olmotoren ч. I и II. Изд. 1921 г.
- Ihering. Die Gasmaschinen ч. I и II. Изд. 1907 г.
- Kyser. Elektrische Kraftübertragung т. III. Изд. 1923 г.
- Löffler-Riedlet. Olmaschinen. Изд. 1916 г.
- Seufert. Versuchen an Dampfmaschinen, — Kesseln u. Verbrennungskraftmaschinen. Изд. 1925 г.
- Staus. Der Indikator. Изд. 1911 г.

## 1. КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.

Существующие двигатели внутреннего сгорания по характеру совершающегося в них рабочего процесса можно разделить на *двигатели быстрого горения*, в которых сгорание смеси совершается сразу, с резким повышением давления при почти постоянном объеме смеси, и на *двигатели постепенного горения*, в рабочих цилиндрах которых смесь горит постепенно при почти постоянном давлении, но с увеличением ее начального объема.

И те и другие двигатели выполняются, как *четырехтактные*, то есть такие в которых рабочий процесс совершается в течение четырех ходов поршня /или двух оборотов главного вала/ и *двухтактные*, в которых рабочий процесс совершается за 2 хода поршня /одна оборот главного вала/.

По числу рабочих цилиндров двигатели разделяются на *одно-, двух и многоцилиндровые двигатели*, простого и двойного действия. Кроме того, по характеру потребляемого топлива двигатели можно разделить на *двигатели газовые*, работающие как показывает само название на газообразном топливе, и *двигатели жидкого топлива*.

Газовые двигатели выполняются обычно, как двигатели быстрого горения; двигатели жидкого топлива выполняются и с быстрым и с постепенным горением.

В двигателях быстрого горения воспламенение горючей смеси производится обычно с помощью электрической искры или какого-либо другого запального устройства /напр. трубки/, в рабочих цилиндрах двигателей постепенного горения смесь самовоспламеняется под влиянием высокой температуры сжатого в цилиндрах воздуха.

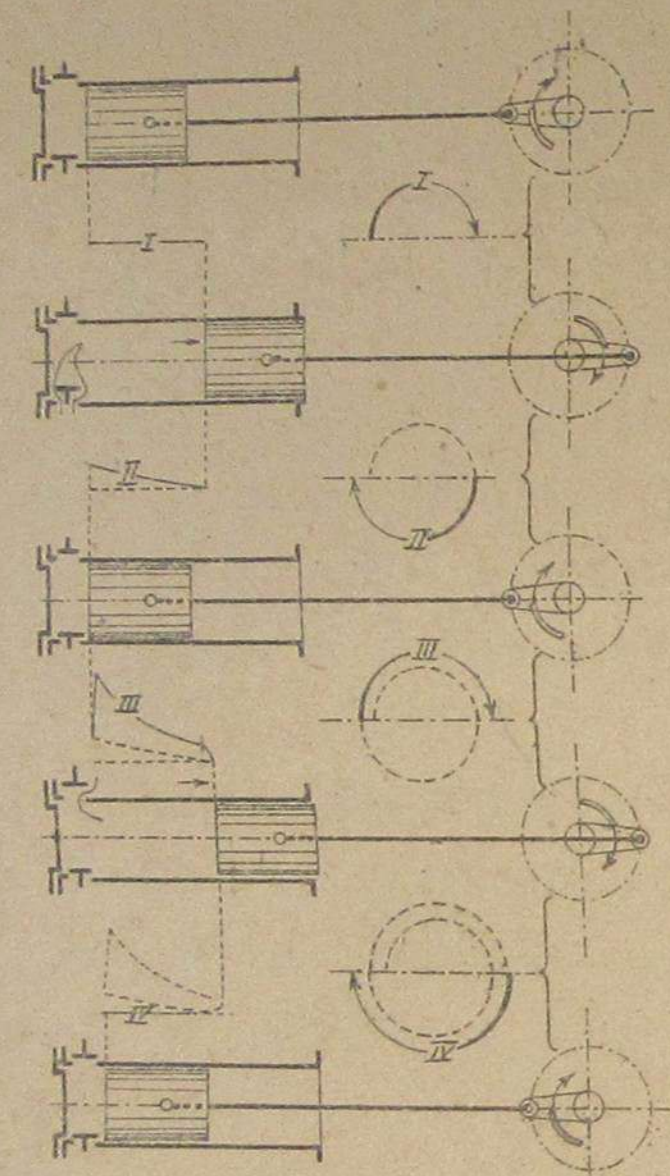
В дальнейшем приводятся схемы работы наиболее типичных двигателей. На черт. 1 изображена схема работы 4-тактного дви-

двигателя быстрого горения, в котором рабочая смесь образуется вне цилиндра и засасывается в него в готовом виде.

I такт. При движении поршня от левой к правой мертвой точке в цилиндр засасывается горючая смесь.

II такт. При обратном ходе поршня справа налево, засосанная смесь сжимается; незадолго до прихода поршня в левую мертвую точку производится воспламенение смеси электрической искрой или с помощью запальной трубки.

III такт. Горение и расширение смеси; поршень уже под давлением газов движется слева направо, производя механическую работу. Незадолго до прихода поршня в правую мертвую точку открывается клапан для выпуска отработанных газов.



Черт. 1

IV такт. Выталкивание отработанных газов в течение всего хода поршня справа налево. По приходе поршня в левую мертвую точку, опять начинается засасывание смеси /I такт/.

Подобным образом работают все 4-тактные газовые двигатели и некоторые двигатели жидкого топлива /напр. бензиновые/.

На черт. 2 приведена схема работы 4-тактного двигателя жидкого топлива с быстрым горением, в котором образование смеси происходит внутри цилиндра.

I такт. Засасывание чистого воздуха во время хода поршня слева направо. По прохождении поршнем примерно 50% пути, совер-

шается впрыскивание топлива в запальный шар, где оно испаряется, образуя с воздухом горючую смесь.

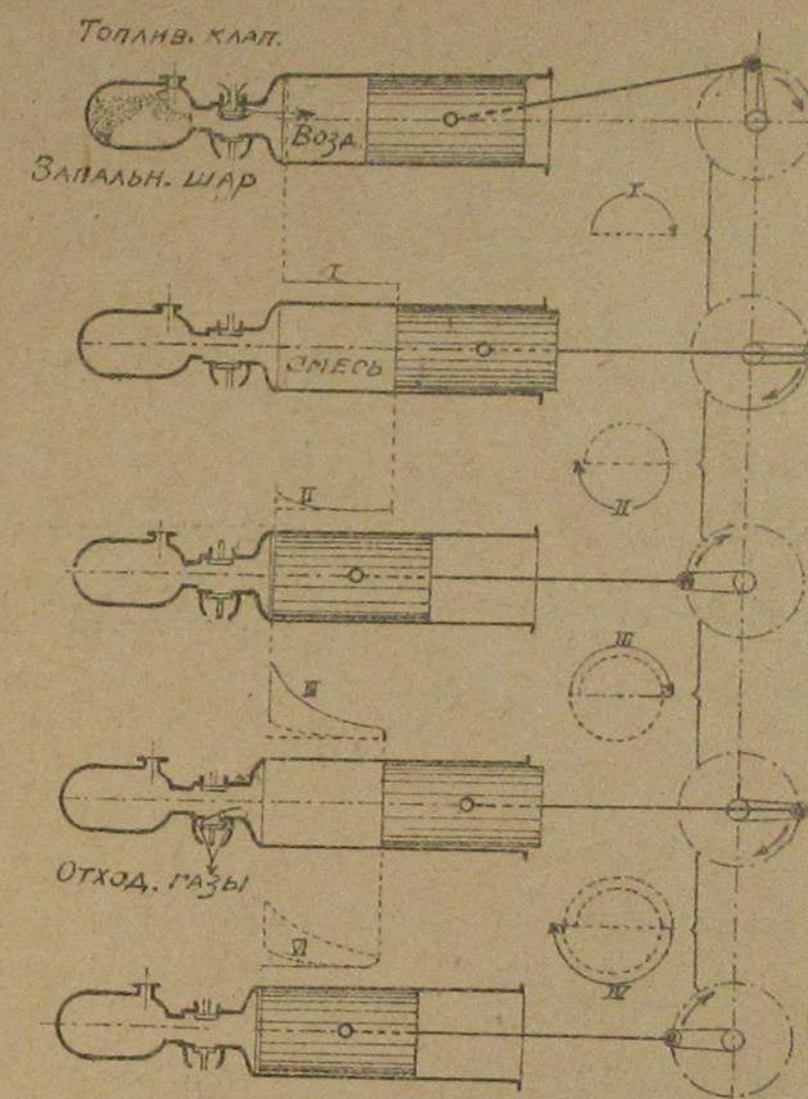
II такт. Сжатие смеси. По приходе, или незадолго до прихода поршня в левую мертвую точку, происходит воспламенение смеси вследствие выделения тепла запальным шаром.

III такт. Горение смеси и расширение газов. Незадолго до прихода поршня в правое мертвое положение /на расстоянии 10% пути от правой мертвой точки/ открывается клапан для выпуска газов.

IV такт. Выталкивание отработанных газов. При приходе поршня в левую мертвую точку явления повторяются в указанной последовательности.

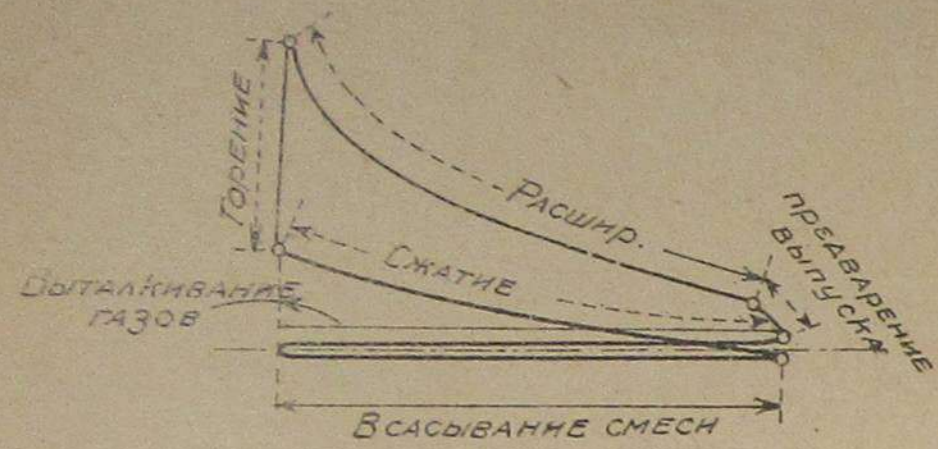
Из приведенного описания видно, что процессы, совершающиеся в рабочих цилиндрах обоих рассмотренных типов двигателей, сходны, отчего и индикаторные диаграммы их имеют одинаковую форму. Соответствующая нормальная индикаторная диаграмма изображена на черт. 3 и понятна после вышесказанного без пояснений.

Несколько иначе совершается рабочий процесс в 4-тактном двигателе постепенного горения /черт. 4/



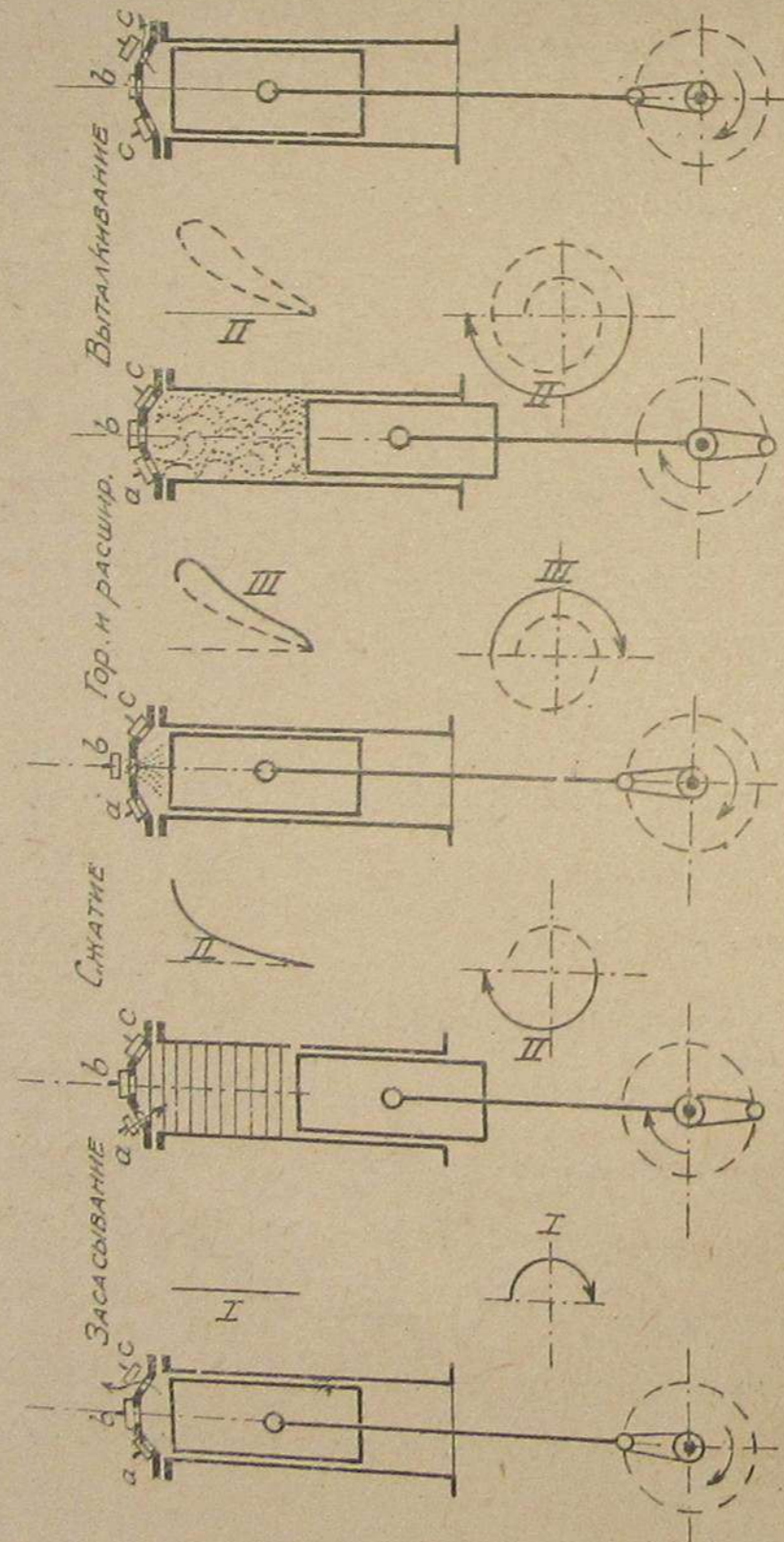
Черт. 2

I такт. При ходе поршня сверху вниз происходит засасыва-  
ние в цилиндр чистого воздуха через впускной клапан a. Вы-  
пускной c и топливный b  
клапаны закрыты.



II такт. Сжатие воздуха,  
засосанного в течение I хода,  
при обратном ходе поршня сни-  
зу вверх до давления 30-35  
атм.; температура воздуха по-  
вышается примерно до 600°C.

Черт. 3  
Все клапаны закрыты. Во время I и II хода топливный насос по-  
дает определенное  
количество топли-  
ва к соответствую-  
щему клапану.



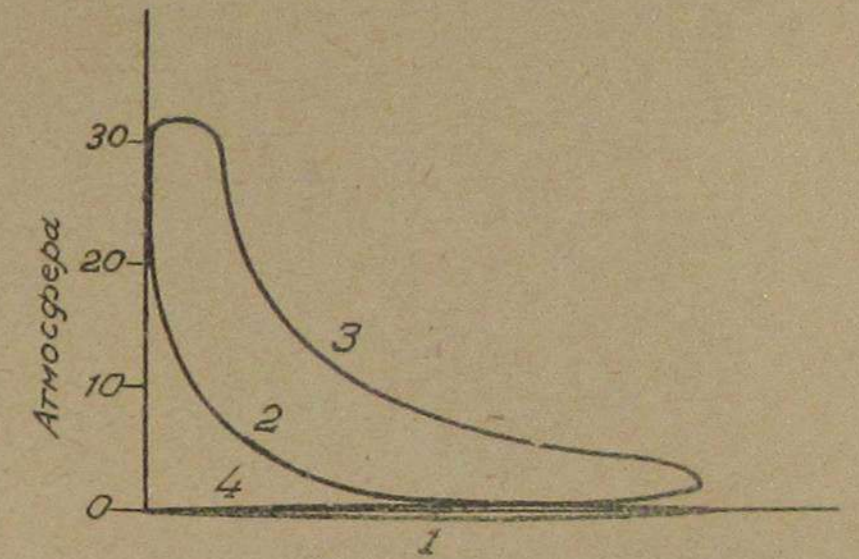
Черт 4

III такт. В  
конце II такта, не  
задолго до прихо-  
да поршня в верх-  
нее мертвое поло-  
жение, открывается  
принудительно топ-  
ливный клапан; под  
давлением воздуха,  
сжатого в особых  
компрессорах до  
40-60 атм., топли-  
во вдувается в  
пространство горе-  
ния над поршнем  
рабочего цилиндра,  
где оно и воспла-  
меняется, ползуча  
топлива и горение

происходят на небольшой части хода поршня /10%/ вперед при по-  
стоянном давлении, но при возрастающей температуре. По прекра-  
щении горения происходит расширение газов; незадолго до прихо-  
да поршня в нижнее мертвое положение, открывается выпускной  
клапан.

IV такт. Выталкивание отработанных газов при ходе поршня  
снизу вверх через выпускной клапан. Топливный и впускной кла-  
пана закрыты.

В приведенной на черт. 5  
индикаторной диаграмме двига-  
теля постепенного горения/Ди-  
зеля/ обозначено 1 - линия  
всасывания, 2 - линия сжатия,  
3 - линия горения и расшире-  
ния газов, 4 - линия выталки-  
вания продуктов горения.



Черт. 5

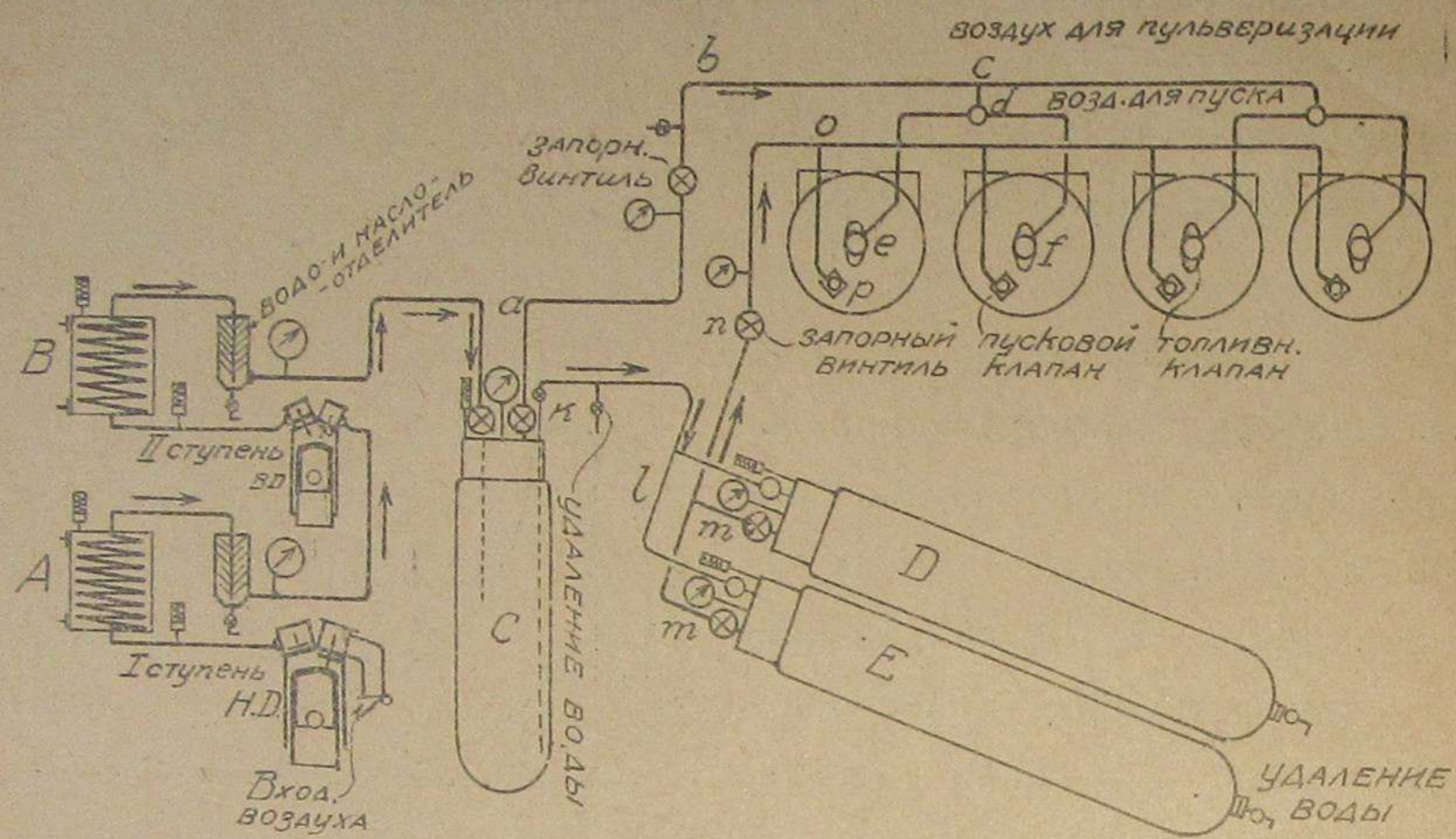
Из описания рабочего про-  
цесса 4-тактного двигателя Дизеля видно, что кроме рабочих ци-  
линдров, по крайней мере с 3-мя клапанами на каждом, двигатель  
должен иметь еще вспомогательные цилиндры/компрессора/ для по-  
лучения воздуха для пульверизации топлива, сжатого во всяком  
случае до давления более высокого, чем конечное давление сжа-  
тия в рабочих цилиндрах. Во избежание преждевременного воспла-  
менения топлива, воздух для пульверизации должен охлаждаться,  
для чего необходимо иметь специальные холодильники.

На черт. 6 показано схематически относительное расположе-  
ние отдельных частей 4-х цилиндрового двигателя Дизеля.

Компрессора обычно выполняются двухступенчатыми; в первой  
ступени, низкого давления /Н.Д./, воздух сжимается до давления  
6-7 атм. после чего, пройдя через охладитель А, поступает в  
ступень высокого давления /В.Д./, где сжимается до давления  
45-60 атм. и из нее, пройдя охладитель В, поступает наконец  
в рабочий баллон С, из которого уже по трубкам abcdef позво-



дится к топливным клапанам отдельных рабочих цилиндров. Резервуары /баллоны/ D и E служат для пуска двигателя в ход /один пусковой, второй запасный/ и наполняются воздухом того



Черт. 6

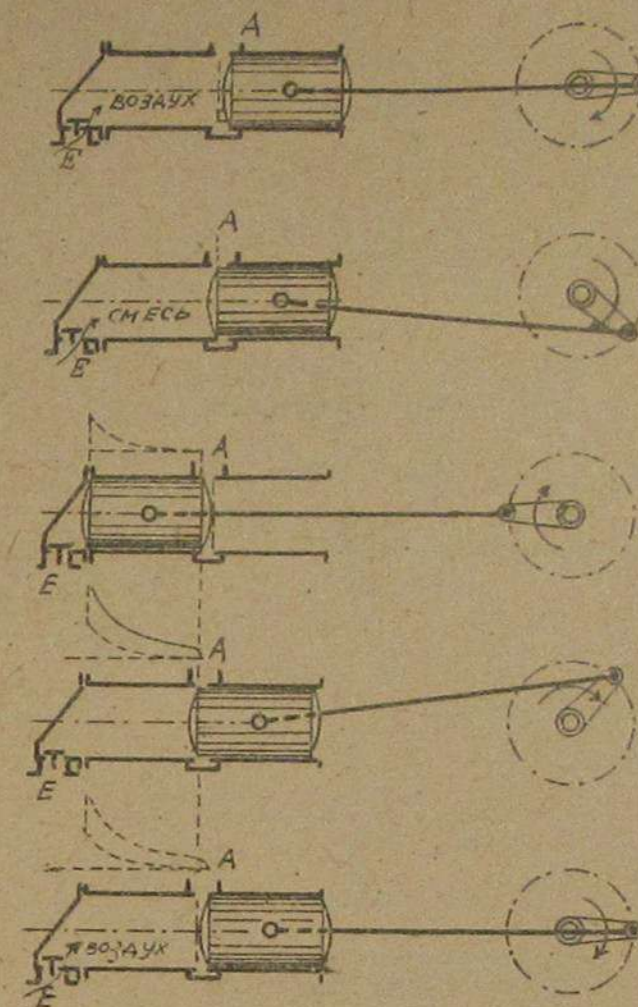
же компрессора из рабочего баллона С по трубке kl. От пусковых баллонов идут трубки mnp...к пусковым клапанам, включаемым только на время пуска двигателя в ход.

На черт.7 приведена схема работы 2-тактного двигателя быстрого горения с образованием смеси вне цилиндра.

*I такт.* Продувка цилиндра свежим воздухом, подаваемым в него особым насосом через впускной клапан E; остатки продуктов горения удаляются через прорезы /окна/ А в боковых стенках цилиндра. Когда поршень передвинется настолько, что окна закроются /положение 2 на черт.7/, в цилиндр подается смесь воздуха и газа через тот же клапан E; и газ и воздух подаются особыми отдельными насосами; образование смеси происходит на пути течения к клапану E.

По закрытии клапана E совершается сжатие смеси на остатальной части I хода /до положения 3 на черт.7/.

*II такт.* Около левого мертвого положения поршня совершается воспламенение смеси электрической искрой, после чего, при движении поршня слева направо, происходит расширение газов. Когда поршень передвинется настолько, что окна открываются /положение 4/, отработанные газы выйдут через них и начинается продувка цилиндра свежим воздухом через клапан E. Аналогично работают 2-тактные двигатели быстрого горения с образованием смеси внутри цилиндра /двигатель жидкого топлива/.



Черт. 7

В двигателях этого рода малой мощности для получения воздуха для продувки рабочих цилиндров часто используется камера кривошипа.

На черт.8 приведена схема работы такого двигателя с запальным шаром.

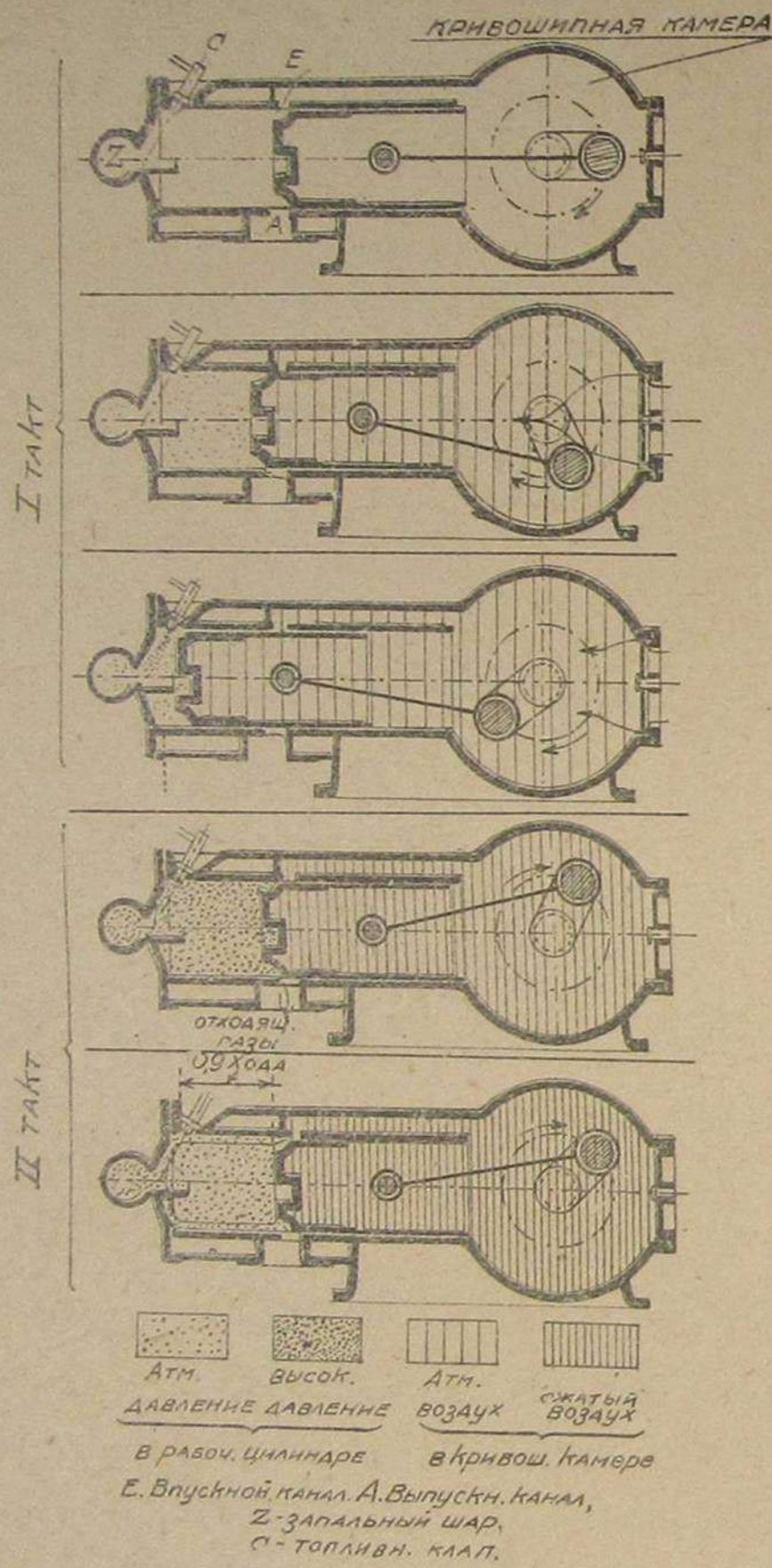
*I такт.* 1. Окна в боковых стенках открыты; в цилиндре двигателя и в кривошипной камере воздух атмосферного давления. 2. При движении поршня справа налево, в кривошипную камеру засасывается воздух. В рабочем цилиндре по закрытии окон начинается процесс сжатия. 3. Сжатие воздуха в рабочем цилиндре. Между 85% и 15% пути поршня от правого мертвого положения впрыскивается топливо в запальный шар. В кривошипной камере продолжается засос воздуха.

*II такт.* 4. После воспламенения смеси, следует процесс расширения газов. На расстоянии 15% пути поршня перед правым мерт-

вм положением открываются окна А для выпуска газов.

В кривошипной камере сжатие засосанного воздуха.

5. На расстоянии 10% пути поршня перед правым мертвым положением, через открывающиеся впускные каналы Е, совершается продувка цилиндра воздухом из кривошипной камеры.



Черт. 8

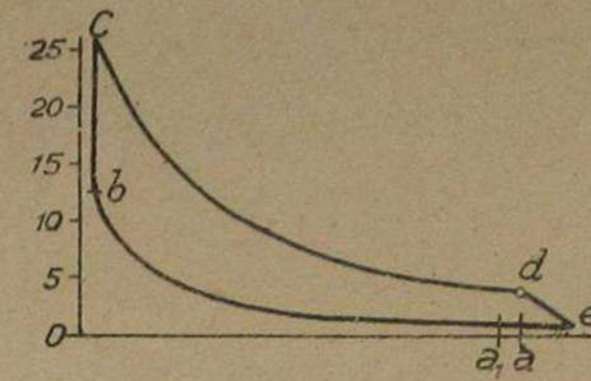
цилиндре всегда больше атмосферного.

На черт. 10 изображена индикаторная диаграмма 2-тактного двигателя быстрого горения с кривошипной камерой; участок кривой *ab* отвечает сжатию смеси /на этом же участке совершается впрыскивание топлива/, *bc* - горению, *cd* - расширению газов и

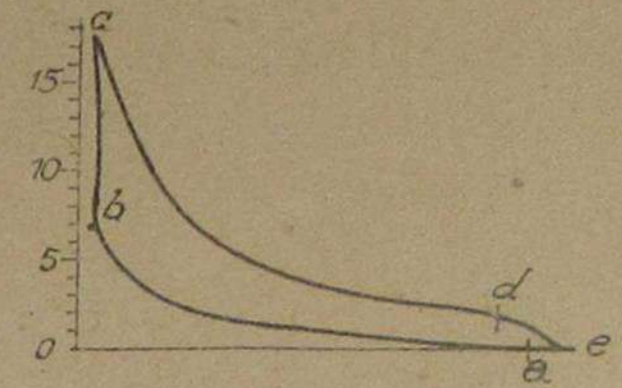
На черт. 9 приведена индикаторная диаграмма 2-тактного газового двигателя быстрого горения; /схема чертежа 7/ участок линии *ea* - соответствует продувке цилиндра, *za* - заполнению смеси, *a, b* - сжатию смеси, *bc* - горению, *cd* - расширению газов и *de* - выпуску газов.

Вследствие наличия насосов для продувки и заполнения, давление в

продувке цилиндра. В момент продувки, давление в цилиндре близко к атмосферному.



Черт. 9



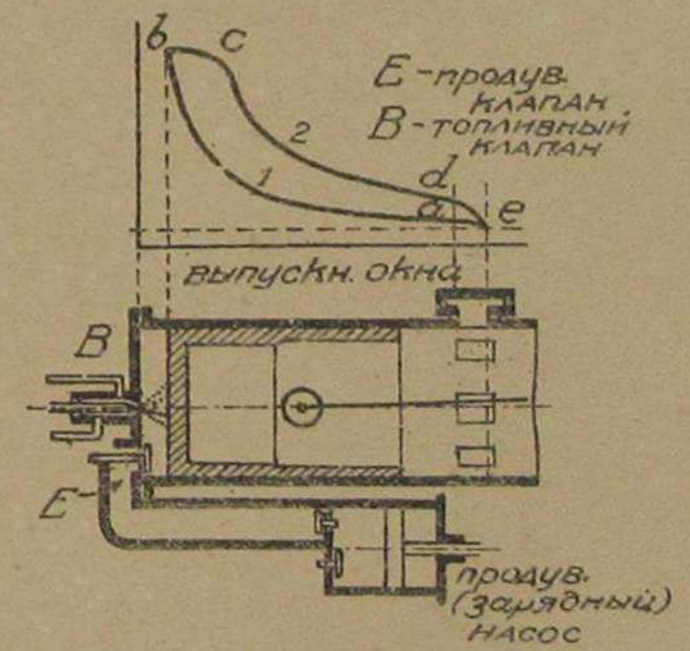
Черт. 10

В двухтактных двигателях постепенного горения /Дизеля/ процесс продувки и заполнения цилиндра совершается также, как в двигателе быстрого горения с помощью особого насоса; индикаторная диаграмма подобного двигателя изображена на черт. 11; участок *ea* - отвечает продувке цилиндра свежим воздухом от продувочного насоса,

*ab* - сжатие воздуха до 30-35 атм., около точки *b* совершается пульверизация топлива также, как в 4-тактном двигателе Дизеля под давлением воздуха сжатого в компрессоре до 40-60 атм.,

*cd* - горение и расширение газов; *de* - выпуск газов.

Для получения сжатого воздуха для пульверизации в 2-тактном двигателе Дизеля имеются такие же вспомогательные устройства, так и у 4-тактных двигателей /черт. 6/.



Черт. 11

## 2. ПРЕДМЕТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО ГОРЕНИЯ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ.

Если двигатель расходует в час  $V_0 \cdot \frac{0}{760} \text{ м}^3$  газа<sup>\*)</sup> или  $V_0 \text{ кг}$  жидкого топлива, с теплотворной способностью  $K \text{ ккал}$  /нижний предел/, развивая при этом на своем валу полезную /эффективную/ мощность  $N_e \text{ HP}$ , то:

$$e = \frac{V_0 \cdot \frac{0}{760}}{N_e \cdot \text{HP} \cdot \text{h}} \text{ соотв. } \frac{\text{кг}}{\text{HP} \cdot \text{h}} \quad /1/$$

дает расход топлива на производство 1 эф. HP-h и характеризует степень экономичности работы двигателя на данном сорте топлива. Но сравнение различных машин, работающих на различных сортах топлива по этой величине  $e$ , не возможно; для получения более сравнимых результатов величину,  $e$  иногда пересчитывают на так называемое нормальное топливо; теплотворная способность /рабочая/ нормального жидкого топлива принимается  $10000 \text{ ккал/кг}$ , нормального газового топлива  $5000 \text{ ккал/м}^3 \left(\frac{0}{760}\right)$ .

Очевидно,

$$e_0 = \frac{V_0 \cdot K}{N_e \cdot 5000 \cdot \text{HP-h}} \text{ - для газа} \quad /2/$$

$$e_0 = \frac{V_0 \cdot K \cdot \text{кг}}{N_e \cdot 10000 \cdot \text{HP-h}} \text{ - для жидкого топлива} \quad /2'/$$

дает расходы нормального топлива на 1 эф. HP-h.

В формулах /2/ и /2'/ допущено, что расход топлива изменяется обратно-пропорционально его теплотворной способности, но что расход тепла в  $\text{кал}$  на 1 эф. HP-h остается постоянным.

В действительности, в виду того, что процессы горения при

<sup>\*)</sup> Под символом  $\left(\frac{0}{760}\right)$ , который в дальнейшем будет часто встречаться, нужно понимать, что газ берется при температуре 0°С и давл. 760 мм рт.столба.

различных сортах топлива протекают неодинаково и в виду того, что различные сорта топлива не в одинаковой степени склонны к сажеобразованию, расходы тепла на 1 эф. HP-h для одного и того же двигателя, при работе его с одинаковыми нагрузками, будут различны при применении разных сортов топлива; близкие друг к другу расходы тепла, получаться только при сжигании топлив сходного качества с близкими теплотворными способностями; поэтому величина  $e_0$  есть только условная.

Расход топлива  $e$  на 1 эф. HP-h не дает указаний на то, какая часть тепла топлива превращается в двигателе в полезную работу; более полное представление о степени экономичности работы двигателя, дает его *экономический к.п.д.*, под которым понимается отношение:

$$\eta_z = \frac{\text{тепловой эквивалент 1 эф. HP-h}}{\text{действительный расход тепла на 1 эф. HP-h}} \quad /3/$$

Так как

$$1 \text{ HP-h} = 75 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{h},$$

а

$$1 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек} = \frac{1}{427} \text{ кал} \text{ (механич. эквивалент тепла)}$$

то

$$1 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{h} = \frac{1}{427} \cdot 3600 \text{ кал}$$

и следовательно

$$1 \text{ HP-h} = \frac{1}{427} \cdot 3600 \cdot 75 = 632 \text{ кал.}$$

Действительный расход тепла на 1 эф. HP-h равен  $e \cdot k$

$$\eta_z = \frac{632}{e \cdot k} = \frac{632 N_e}{V_0 \cdot K} \quad /3'/$$

Если в последнюю формулу /3'/ ввести вместо  $N_e$  электрическую мощность  $N_{el} \text{ кв}$ , получаемую на клеммах генератора тока, соединенного с двигателем, то

$$\eta_z = \frac{632 N_{el} \cdot 1,36}{P \cdot k} = \frac{860 N_{el}}{P \cdot k} \quad /4/$$

где 1,36 - коэффициент для перехода от кВт к НР-к, 866 тепловой эквивалент 1ккал.

Коэффициент  $\eta'_3$ , характеризующий степень экономичности работы всего агрегата /двигатель + динамо/, называется промышленным экономическим к.п.д. Очевидна связь между промышленным  $\eta'_3$  и экономическим  $\eta_3$  к.п.д.

$$\eta'_3 = \eta_3 \cdot \eta_r \quad \dots \dots \dots /15/$$

где  $\eta_r$  - к.п.д. электрического генератора при рассматриваемой нагрузке. Разность  $B_k - 632N_i$  дает сумму потерь тепла в кал, имеющих место при работе двигателя с мощностью на валу  $N_i$  НР. Потери эти можно разбить на 2 группы; если индикаторная мощность двигателя  $N_i$  НР, то одна группа потерь:

$$\Sigma V = B_k - 632 \cdot N_i$$

Сюда входят потери с отходящими из цилиндров двигателя отработанными газами, потери с охлаждающей водой и потери лучеиспускания. Величина суммы этих потерь зависит от степени использования тепла в цилиндрах двигателя, которая характеризуется *индикаторным к.п.д.* двигателя

$$\eta_i = \frac{632N_i}{B_k} \quad \dots \dots \dots /16/$$

Другая группа потерь - механических - обусловлена трением поршней в рабочих и вспомогательных цилиндрах, трением в подшипниках, трением маховика о воздух, потребностью в работе для приведения в движение вспомогательных механизмов и проч.; эти потери:

$$V_m = N_i - N_e \text{ НР-к} \quad \dots \dots \dots /17/$$

или 
$$V_m = 632(N_i - N_e) \text{ кал} \quad \dots \dots \dots /17'/$$

Потери  $V_m$  зависят от механического к.п.д.  $\eta_m$ .

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad \dots \dots \dots /18/$$

Из изложенного обзора вытекают предметы исследования при испытаниях двигателей внутреннего горения:

- 1/ Определение индикаторной мощности  $N_i$ ,
- 2/ Определение полезных мощностей  $N_o$  и  $N_{o1}$ ,
- 3/ Определение механического к.п.д. и механических потерь,
- 4/ Определение расхода топлива на  $1_{ex}$  НР-к и  $1_{ин}$  НР-к,
- 5/ Определение экономического и промышленного к.п.д., разделение потерь и составление баланса тепла.

Существенного различия в методах при испытаниях двигателей, работающих на жидком топливе и газовых нет; некоторая разница только лишь в способах измерения расхода топлива; приемы определения остальных величин / п.1,2,3 и 5/ одинаковы для всех двигателей внутреннего сгорания.

### 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ МОЩНОСТИ.

Индикаторной мощностью, как известно, называется работа, производимая рабочим телом /газом, паром и пр./ в цилиндрах двигателя. Для ее определения необходимо знать для каждой рабочей полости:

- 1/ среднее давление, производимое рабочим телом на поршень, или как его зовут среднее индикаторное давление  $P_m$  кг/см<sup>2</sup>,
- 2/ диаметр цилиндра  $D$  см,
- 3/ ход поршня  $S$  м,
- 4/ число оборотов двигателя в минуту  $n$ .

Для двигателей двойного действия необходимо еще знать диаметр поршневого штока  $d$  см.

При диаметре цилиндра  $D$  рабочая площадь поршня /на которую действует газы/:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \quad \dots \dots \dots /19/$$

для двигателей простого действия и

$$F = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \dots \dots \dots /9/$$

для двигателей двойного действия.

Если среднее индикаторное давление  $P_m$  кг/см<sup>2</sup>, то  $P_m F$  представит собой среднюю силу в кг., действующую на поршень на пути его  $s$ ; следовательно,  $P_m F s$  представит работу в кг.м, совершаемую газами в течение 1 рабочего хода; если двигатель двухтактный, то такая работа совершается  $\frac{n}{60}$  раз в секунду и индикаторная мощность в HP:

$$N_i = \frac{P_m \cdot F \cdot s \cdot n}{60 \cdot 75} = C \cdot P_m \dots \dots \dots /10/$$

для одной рабочей полости

$$C = \frac{F \cdot s}{60 \cdot 75} \dots \dots \dots /11/$$

называется *постоянной* цилиндра.

В четырехтактных двигателях работа равная  $P_m F s$  совершается газами  $\frac{n}{2 \cdot 60}$  раз в секунду; индикаторная мощность для 1 рабочей полости 4-тактного двигателя

$$N_i = \frac{P_m \cdot F \cdot s \cdot n}{2 \cdot 60 \cdot 75} = C' \cdot P_m \dots \dots \dots /12/$$

а постоянная цилиндра

$$C' = \frac{F \cdot s}{2 \cdot 60 \cdot 75} \dots \dots \dots /13/$$

По формулам /10/ и /12/ можно вычислить индикаторные мощности, соответствующих одноцилиндровых двигателей, работающих одной стороной поршня, т.е. простого действия. Для двигателей многоцилиндровых и двойного действия по формулам /10/ или /12/ вычи-

слятся индикаторные мощности для каждой рабочей полости отдельно. Суммируя полученные величины, находят индикаторную мощность всего двигателя.

Из величин, входящих в выражения индикаторной мощности  $P_m$  и  $n$ , определяются, как средние из результатов измерений производимых во время испытания и для каждого опыта с двигателем должны определяться особо. Диаметр цилиндра  $D$ , диаметр штока  $d$  и ход поршня  $S$  измеряются либо перед испытанием, либо после него. Так как эти величины не изменяются в течение продолжительного времени, то результаты одного измерения могут быть использованы для обработки результатов нескольких, следующих друг за другом испытаний.

Диаметр цилиндра определяется, по возможности в горячем виде, с помощью штихмаса - железного прута диаметром 10 мм с заостренными концами; длина его предварительно делается приблизительно равной диаметру цилиндра, а затем, по снятии крышки с цилиндра, подгоняется точно спиливанием или расклепыванием концов. Диаметр поршневого штока измеряется штангенциркулем.

Ход поршня в двигателях, имеющих крейцкопф наиболее просто и точно определяется по ходу последнего; сделав отметку на крейцкопфе приводят машину в мертвое положение и делают риску на параллели против риски крейцкопфа; затем поставив машину во второе мертвое положение, по вышеуказанному делают вторую отметку на параллели; расстояние между отметками, сделанными на параллели, равно ходу поршня.

В двигателях, не имеющих ползуна /большинство двигателей простого действия/, ход поршня определяется наиболее трудно; его находят вычислением по размерам кривошипа главного вала /по точным чертежам/.

#### 4. ИНДИКАТОРЫ И ИХ ПРИНАДЛЕЖНОСТЬ; ИНДИКАТОРНЫЕ ПРИВОДЫ.

Среднее индикаторное давление определяется по индикаторным диаграммам, снимаемым особым прибором-индикатором, дающим возможность получить кривые изменения давления газов в цилиндрах в течение отдельных ходов поршня.

Индикаторные диаграммы получаются, как результат сложения двух движений:

- 1/ движения пишущего механизма, совершающегося под давлением газов в цилиндре, и
- 2/ движения листа бумаги пропорционального ходу поршня рабочего цилиндра, направленного перпендикулярно первому движению, и согласованно с ним совершающегося.

В итоге суммирования этих двух движений на бумаге получается кривая, ординаты которой дадут в известном масштабе давления газов в цилиндре в отдельные моменты времени, положения поршня в котором в те же моменты определяются абсциссами кривой.

В соответствии с изложенным, в индикаторах имеется барабан, на который одевается лист бумаги, служащий для зачерчивания на нем диаграммы; барабан соединяется с какой-либо частью двигателя, совершающей качательные движения в такт ходу поршня в цилиндре. Вторая существенная часть индикатора-цилиндр, в котором перемещается поршень под давлением газов в цилиндре двигателя; движения поршенька индикатора передаются связанному с ним пишущему механизму, зачерчивающему линию на бумаге, натянутой на барабан. Давление газов на поршень индикатора уравновешивается силой пружины; поршень совершает в цилиндрике большие или меньшие перемещения в зависимости от давления на него газов и противодействия его движению, оказываемому пружиной.

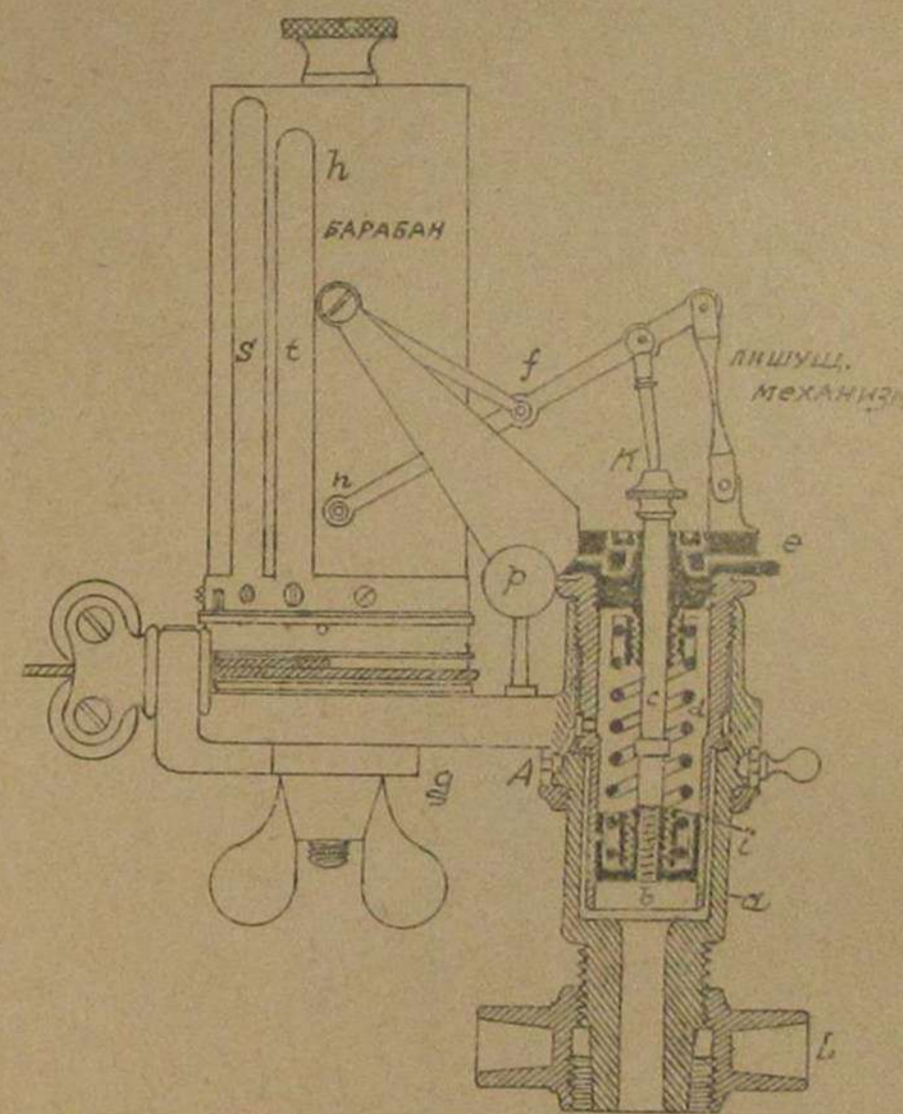
Индикаторные пружины для уравновешивания давления газов делаются наружные и внутренние. Первое устройство имеет то

преимущество, что пружина во время работы остается холодной и температура газов /или пара/ не оказывает влияния на ее упругость. При исследовании двигат. внутреннего горения в виду высоких температур, развивающихся в рабочих цилиндрах, следует пользоваться индикаторами с наружными пружинами.

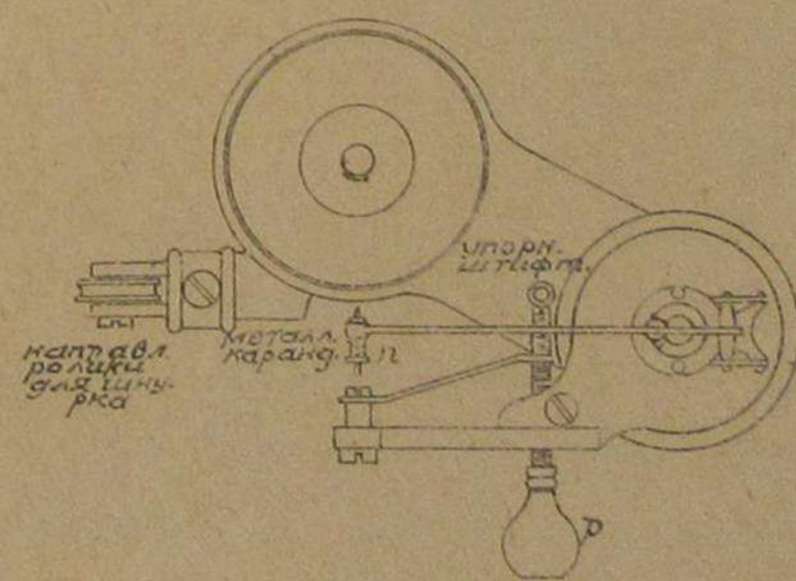
Ниже приводится описание нескольких конструкций индикаторов.

На черт. 12 и 13 изображен индикатор фирмы *Розенкранц*, *Дрейер*, *Дрооп*, с внутренней пружиной.

Главные существенные части его: цилиндр *а* с винченной в него втулкой *і*, в которой движется поршень *б*, штанга *с*, передающая движения поршенька пишущему механизму, связанная с последним шаровым шарниром *к*; внутренняя пружина *д*, противодействующая движению поршенька и барабан *h*, связанный с цилиндром с помощью соединительного плеча *б*. Гайка *л* служит для присоединения инди-



Черт. 12



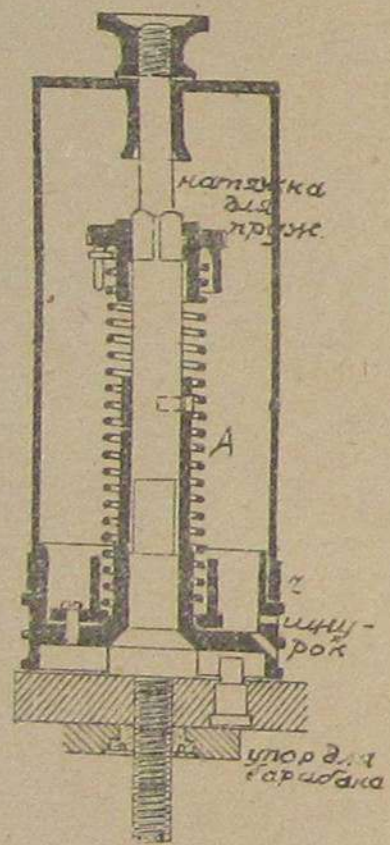
Черт. 13

катора к исследуемой рабочей полости. Между цилиндром и втулкой имеется воздушный промежуток, заполняющийся при работе газом/или паром/и играющий роль нетеплопроводной рубашки. Штанга С снабжена заплечиком, который при чрезмерном под'еме поршенька и сжатии пружины упирается в верхнюю крышку цилиндра, ограничивая ход поршенька. Отверстия А в боковых стенках цилиндра и во втулке служат для сообщения пространства над поршеньком с атмосферным воздухом.

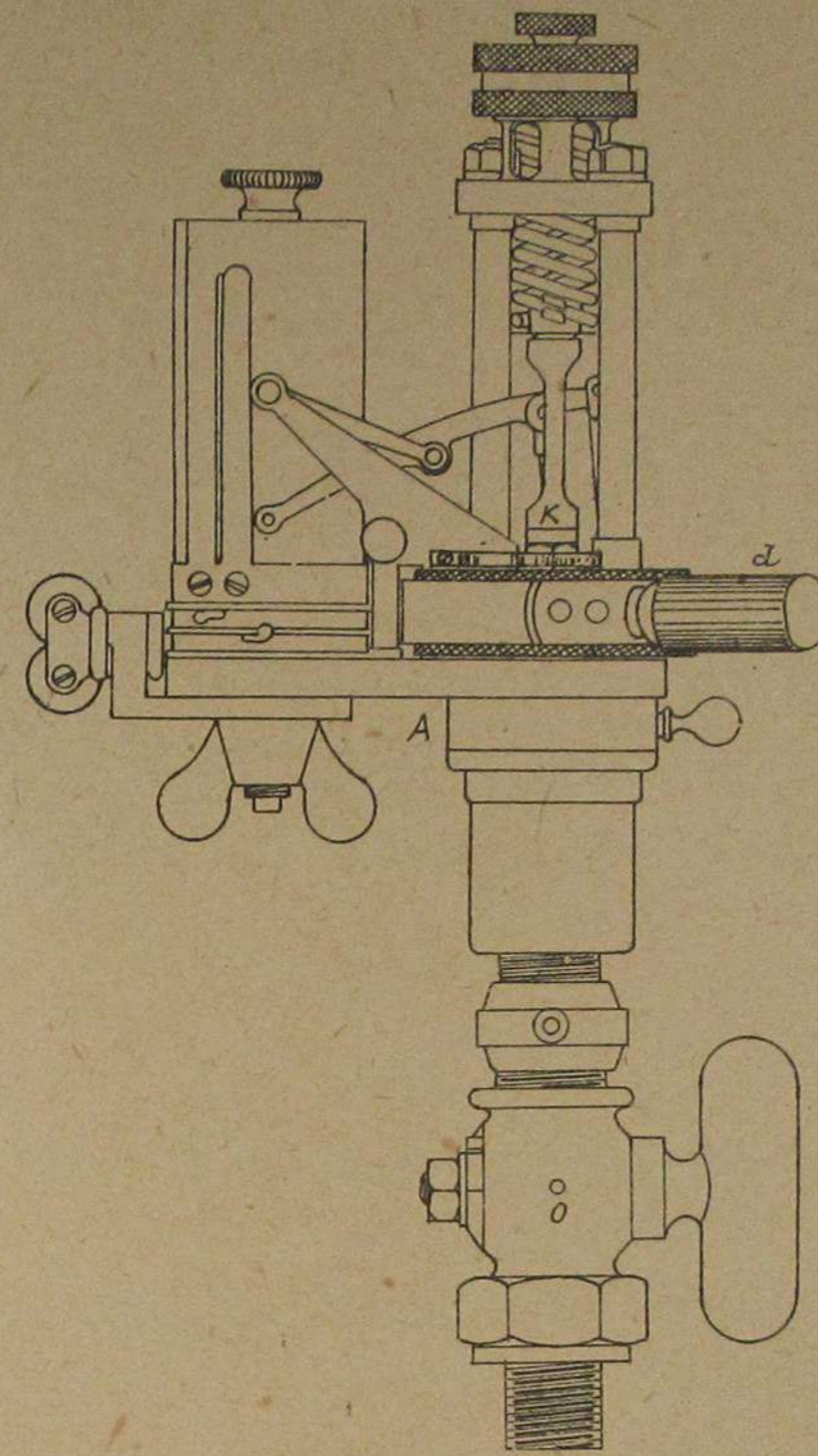
Пишущий механизм, состоящий из системы рычажков, имеет пишущий штифт а; вращая пишущий механизм с помощью рукоятки вокруг оси штанги С, можно либо прижать пишущий штифт к барабану, либо отвести от него.

На черт. 14 изображен разрез барабана; последний с помощью шнура, закрепленного в нем и обернутого вокруг его 1,5-2 раза, приводится в колебательное движение вокруг своей оси; пружина А, помещенная внутри барабана, стремится вернуть его при отклонениях в прежнее положение. Шнур продевается через отверстие Г и закрепляется внутри узлом. Для надевания бумаги отгибают на узкой стороне листка один край на 10; отогнутый край вводится под длинную плоскую пружинку s /черт. 12 и 13/ на барабане; бумага обводится вокруг барабана и вводится второй узкий конец листа под короткую пружинку t; взяв затем бумагу за оба узких края /черт. 15/, натягивают ее плотно на барабан.

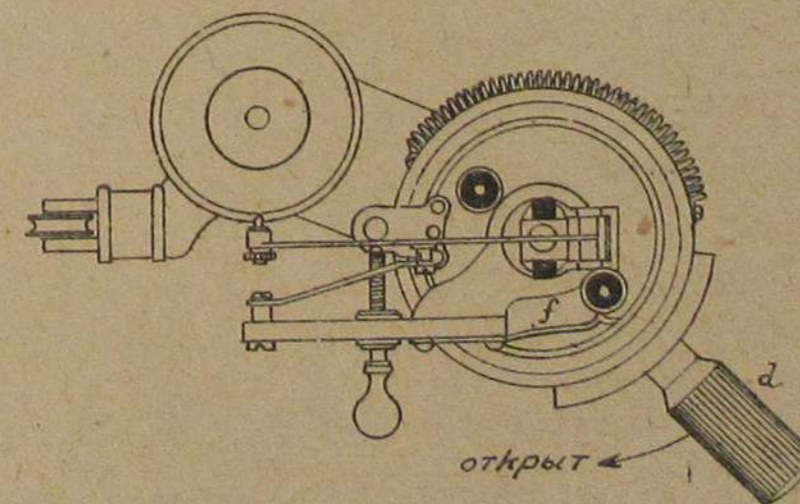
На черт. 16, 17, 18 и 19 изображены современная конструкция индикатора той же формы с наружной пружиной. В нем пружина D противодействующая движению поршенька, расположена вне прост-



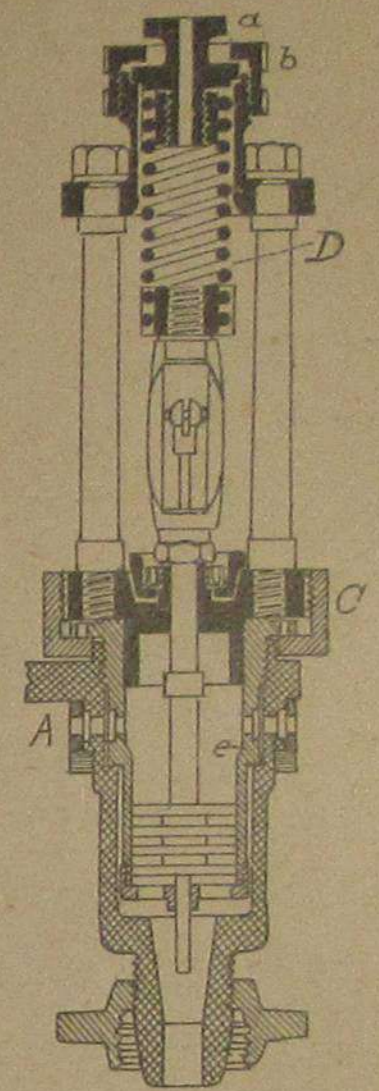
Черт. 14



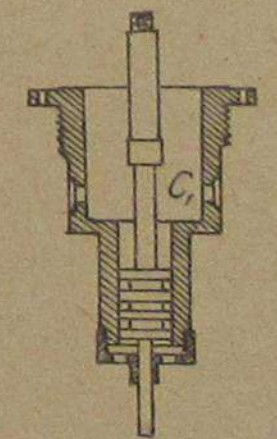
Черт. 16



Черт. 18



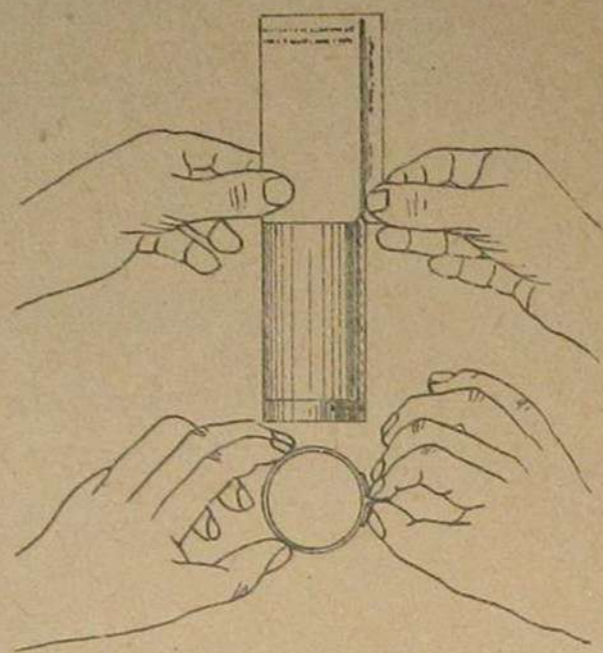
Черт. 17



Сменная втулка с поршнем

Черт. 19

ранства индикаторного цилиндрика и не подвергается при работе действию высоких температур. Поршеньек его сделан из ряда пластинок для получения большей плотности. Индикаторы этого типа строятся со сменными втулками, что позволяет обновить ее и поршеньек в случае износа или поломки. Кроме того, в зависимости от надобности, вставляя соответствующих размеров втулку, можно пользоваться при индицировании поршеньком большего или меньшего диаметра, благодаря чему одна и та же пружина может быть применена при различных давлениях.



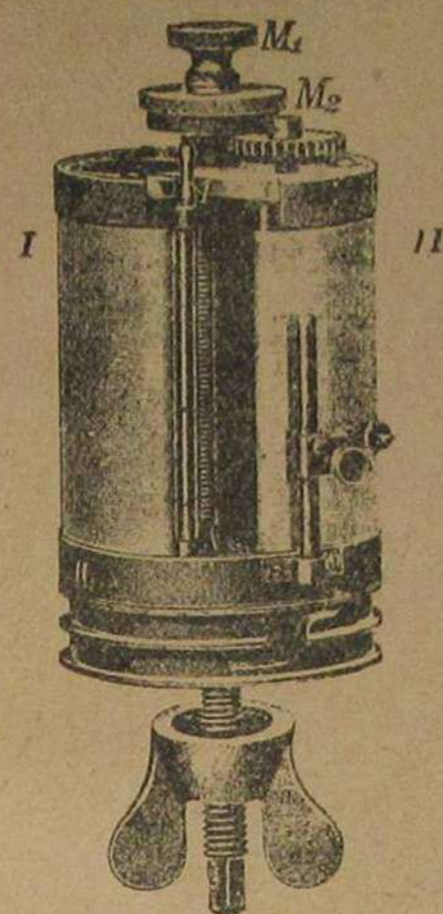
Черт. 15

Нормальный поршеньек имеет диаметр 20 мм, кроме того имеются еще 2 поршенька диаметром в 10 и 4 мм.

В описываемом индикаторе крышка не навинчена на индикаторный цилиндр, а соединяется с ним с помощью так называемого „пушечного“ затвора, позволяющего снимать крышку и вынимать поршеньек при повороте рукоятки р всего на 60°. Индикатор снабжается или барабаном, сходным с описанным выше /черт. 14/, или барабаном, конструкция которого изображена на черт. 20 и 21; последний позволяет получить на бумажной ленте, применяющейся в нем для снятия диаграмм целый ряд их непрерывно следующих одна за другой\*) /черт. 22/, но этот же барабан годен и для снятия обычных диаграмм.

Некоторые индикаторные барабаны снабжаются особым приспособлением для его остановки. Такой барабан показан на черт. 23. Если головку Т повернуть влево, то под действием пружины барабан приподнимается, освобождая конусную гильзу; при поворо-

\*) Непрерывные диаграммы непригодны для вычисления по ним индикаторной мощности, но по ним более удобно, чем по обыкновенным диаграммам можно установить недоочет в работе двигателя /напр. пропуск встоек и др./



Черт. 20

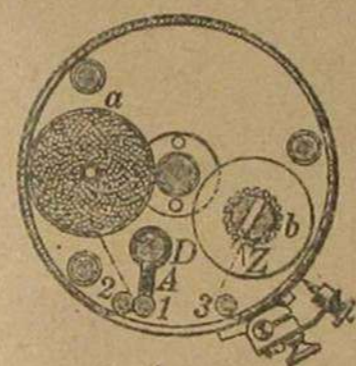
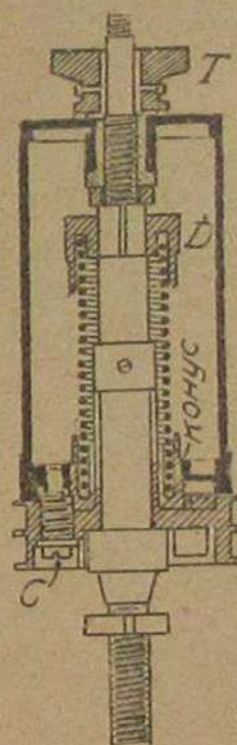


Abb. 19. Черт. 21



Черт. 22



Черт. 23

те головки Т вправо барабан опускается и зацепление начинает работать. Подобное устройство позволяет одевать на барабан бумагу, не расцепляя его с машиной.

В таблице I приведены данные, характеризующие индикаторы Розенкранц, Дрейер и Дрооп.

ТАБЛИЦА I.

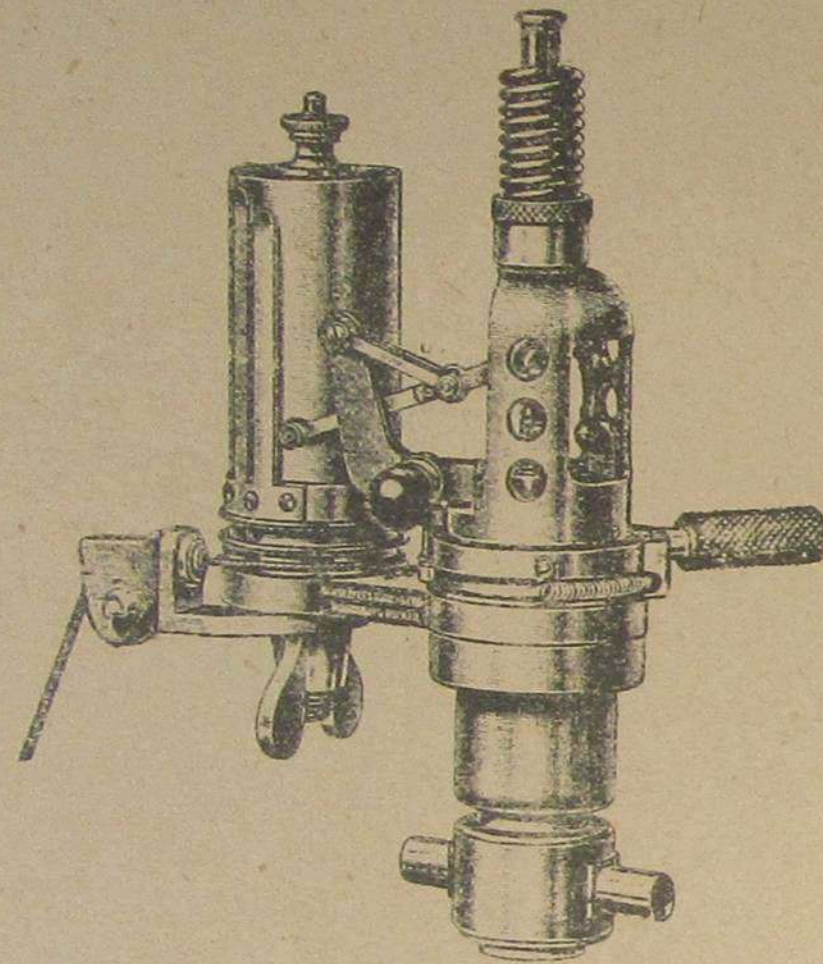
	Величина		
	I	II	III
Диаметр барабана	мм 50	40	30
Наибольшая длина диаграммы	мм 130	90	60
" высота "	мм 75	50	30
Число оборотов машины при барабане без приспособления для его остановки	400	600	1100
Число оборотов машины при барабане с приспособлением для его остановки	500	750	1500
Число оборотов при барабане для непрерывных диаграмм	250	300	



Для быстроходных двигателей внутреннего горения строятся индикаторы, допускающие число оборотов до 2000.

На черт. 24 дан внешний вид современной конструкции индикатора фирмы Schaeffer и Budenberg. Устройство его в общем сходно с вышеописанным индикатором Розенкранца с наружной пружиной.

В таблице II приведены данные, характеризующие индикаторы фирмы Schaeffer и Budenberg.



Черт. 24

Т А Б Л И Ц А II.

	Большая модель		Нормальная модель		Малая модель		Модель IV
	I		II		III		
	a	b	a	b	a	b	
Наибольшая высота цилиндра мм	75	75	56	56	45	45	45
Наибольшая длина оси цилиндра мм	125	115	100	90	100	55	75
Допустимое число оборотов машины в мин.	125	200	500	300-400	700	700	1200

Индикаторы моделей с I до III могут быть применены для любых двигателей, модель IV — исключительно для быстроходных двигателей быстрого горения.

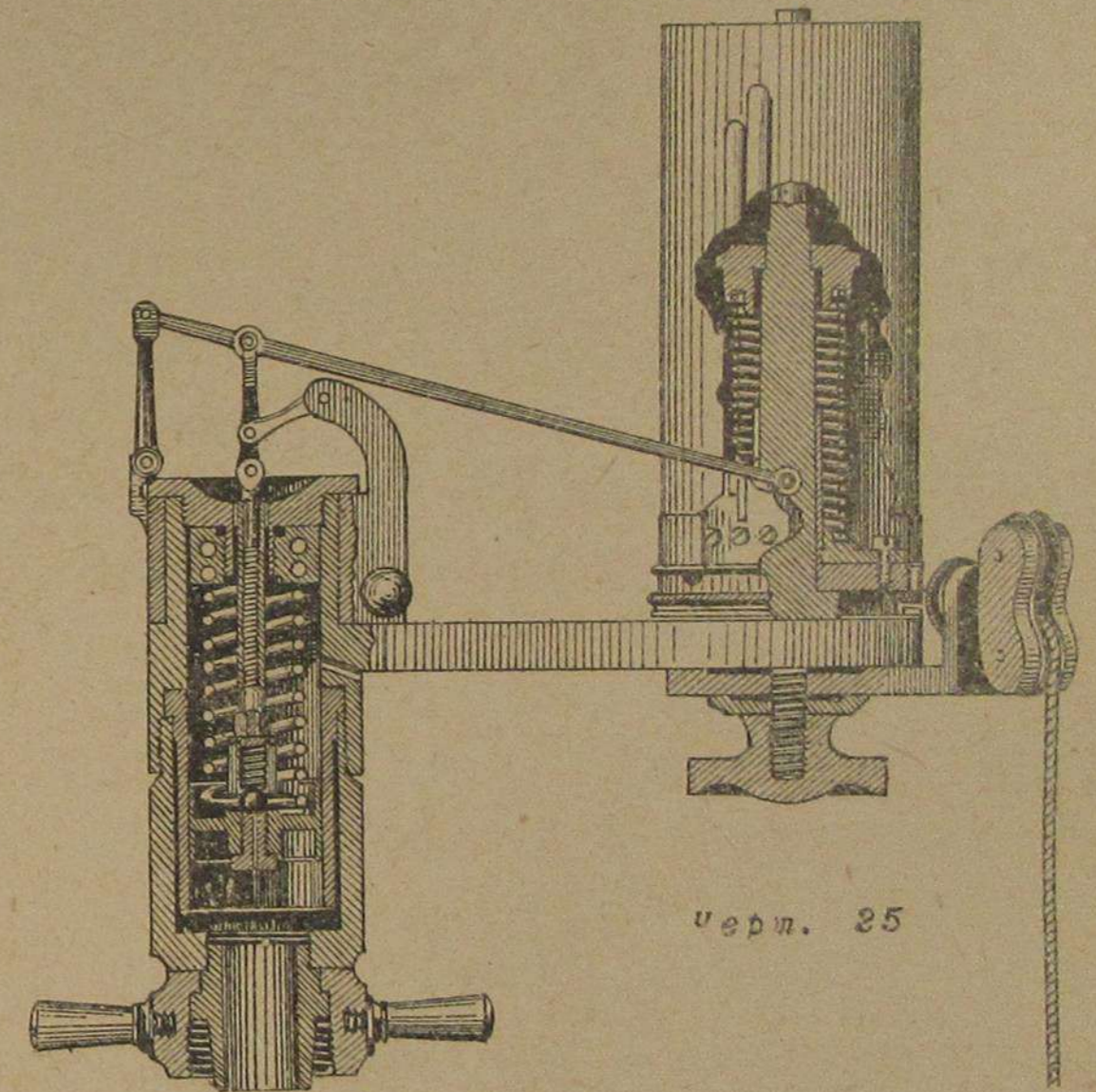
Диаметр поршней индикатора от 20,27 мм до 4,54 мм и могут применяться с соответствующими пружинами для давлений от 0 до 500 ка/см<sup>2</sup>.

Модель IV имеет поршни диаметром от 10,18 до 4,54 мм. Нормальный поршень 20,27 мм обычно применяется для давлений не свыше 25 ка/см<sup>2</sup>.

На черт. 25 показан индикатор Crosby формы Maihak, отличающийся от вышеописанных, главным образом, устройством пишущего механизма.

В таблице III приведены данные, характеризующие индикаторы фирмы Maihak.

Нормальный поршень имеет диаметр  $\frac{3}{4}$ " или 19,05 мм. Кроме того, применяются поршни с площадями  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{1}{5}$  и  $\frac{1}{10}$  норм.



Черт. 25

Пружины для индикаторов делаются нажимные и натяжные. Нажимные склонны при сжатии к боковому изгибу, вызывающему трение поршенька индикатора; для уменьшения бокового изгиба нажимные пружины делаются иногда из двух, вставленных одна в другую, спиральных пружин с противоположными направлениями хода.

Натяжные пружины не страдают указанным недостатком нажимных, но они должны быть навиты не круто, так как иначе они

Т а б л и ц а III.

	В е л и ч и н а			
	1	2	3	4
Наибольшая высота диаграммы мм	70	50	35	25
" длина " мм	120	120-90	90-60	50
Диаметр барабана мм	50	50-40	0-30	30
Наибольшее число оборотов машины в минуту	250	400-500	500-750	1000
Число давлений на поршень норм. диаметра атм.	20	18	16	25

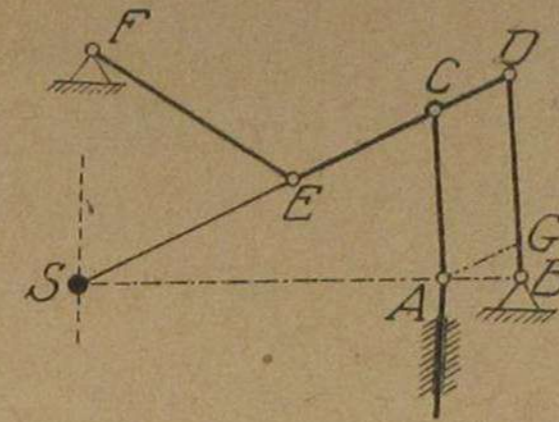
приобретает большую неравномерность при растяжении /см. об этом § 6/.

На пружинах отмечаются обычно две цифры; одна из них дает предельное давление, при котором пружина может еще применяться, и вторая цифра дает, так называемый масштаб пружины, т.е. число мм, на которое перемещается карандаш индикатора при наличии данной пружины, в направлении параллельном оси барабана от изменения давления на поршень индикатора 1 кг/см<sup>2</sup>.

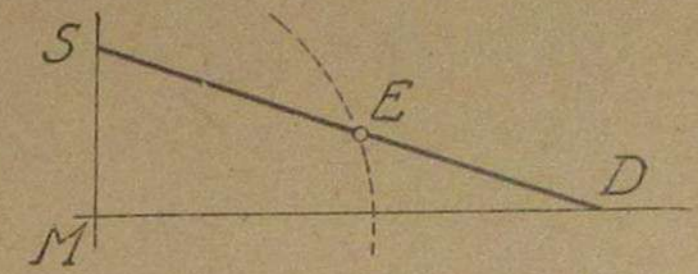
Обе цифры указываются, исходя из расчета действия давления на поршень нормального диаметра для данного индикатора.

На черт. 26 изображен схематически пишущий механизм Томсона /индикатор Розенкранца/, основанный на принципе кинематики: если конец S стержня SD /черт. 27/ перемещать по вертикали, а другой его конец D по горизонтали, то средняя точка E будет перемещаться по дуге круга; следовательно, обратно,

если вести среднюю точку E по дуге, а точку D по горизонтали, то точка S будет перемещаться по вертикали. В действи-



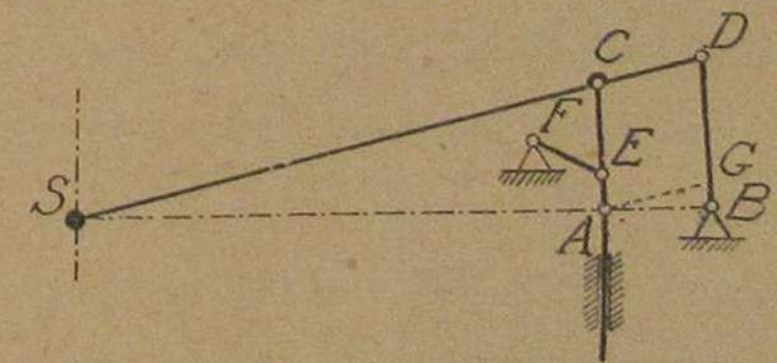
Черт. 26



Черт. 27

тельности /черт. 26/ точка D описывает дугу, отчего точка S движется по приближенной прямой, с тем меньшим отклонением от идеальной прямой, чем длиннее плечо DB.

В механизме Crosby /черт. 28/ положение рычага EF находится иначе. Если перемещать точку A по вертикали, то при условии движения S также по вертикальной прямой, можно найти построением путь любой точки рычага AC. Кривая, описываемая какой либо его точкой E, может быть принята приближенно за дугу круга, чем и определяется длина рычага EF и точка опоры.



Черт. 28

Механизм Crosby более легкий, чем механизм Томсона, но в нем точки A и E расположены слишком близко друг к другу, отчего небольшой мертвый ход передается карандашу сильно увеличенным.

В каждом пишущем механизме для пропорциональности передачи точки S, A и B должны лежать на одной прямой и должно

иметь место соотношение:  $SA:AB = SC:CD$ . Пишущий механизм индикатора снабжается или металлическим /серебрянным или медным /штифтом, или устройством для установки обыкновенного карандаша. Преимущество металлического штифта в том, что не ломается и не скоро тупится, но зато он требует для снятия диаграмм дорогой меловой бумаги; диаграммы, им зачерченные, со временем становятся неясными. Обыкновенный карандаш /твердость N 4/ для получения ясных диаграмм должен часто затачиваться, но зато позволяет применять обыкновенную писчую бумагу, и диаграммы, им зачерченные, хорошо сохраняются долгое время.

Шнур для приведения в движение индикаторного барабана следует применять специальный индикаторный — плетеный и навощенный. При значительной длине шнура, особенно если он новый, может произойти его растяжение, что поведет к искажению диаграмм. Во избежание этого новый шнур перед работой вытягивается, подвешиванием на него небольшого груза. Ни в коем случае не следует применять в качестве шнура обыкновенную скрученную бичевку.

Присоединение индикатора к цилиндру двигателя выполняется с помощью индикаторного крана /0 на черт.16/. Он имеет две нарезки, одна из которых служит для ввинчивания крана в индикаторный штуцер цилиндра двигателя, другая для привинчивания к крану самого индикатора. В индикаторном кране и его конусной пробке сделаны два сверления, одно сквозное диаметром 10 мм и второе перпендикулярное первому диаметром 1 мм /см.разрез крана на черт.29-30/; благодаря наличию этих каналов пространство под поршеньком индикатора можно сообщать либо с атмосферой либо с цилиндром двигателя. Соответствующие положения крана определяются по метке, нанесенной на ручке пробки, состоящей из двух взаимноперпендикулярных линий, параллельных осям каналов в пробке /черт.29-30/.

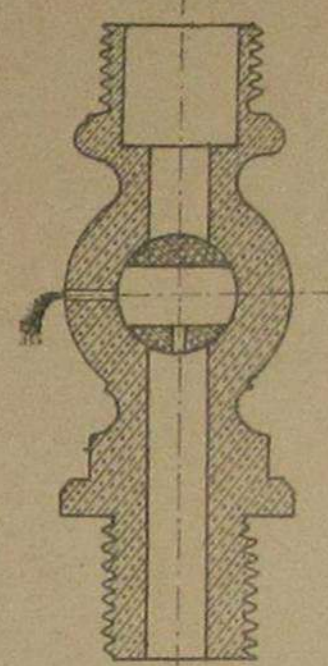
Большинство индикаторных кранов имеет нарезку для присоединения к цилиндру двигателя  $\frac{3}{4}$ ", но некоторые имеют нарезку 1".

В том случае когда кран и штуцер цилиндра имеют различную резьбу, приходится прибегать к соответствующему переходу. Переходная муфта делается по возможности короче /и без изгибов/.

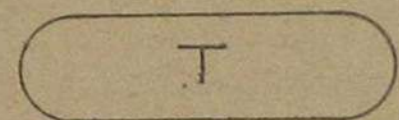
Ход поршня двигателя обычно больше дуги на которую может повернуться барабан индикатора, поэтому на бумагу приходится наносить не самую длину хода поршня, а величину меньшую, ей пропорциональную, что достигается с помощью ходоуменьшителей.

При испытаниях двигателей внутреннего горения чаще приходится пользоваться рычажными ходоуменьшителями. Подобное устройство для вертикального двигателя изображено на черт.31. Рычаг  $bd$ , закрепленный одним концом на поршне, приводит в качательное движение рычаг  $esb$  вокруг оси  $s$ , укрепленный в станине двигателя. Устройство дает достаточно хорошие практические результаты при выполнении следующих условий:

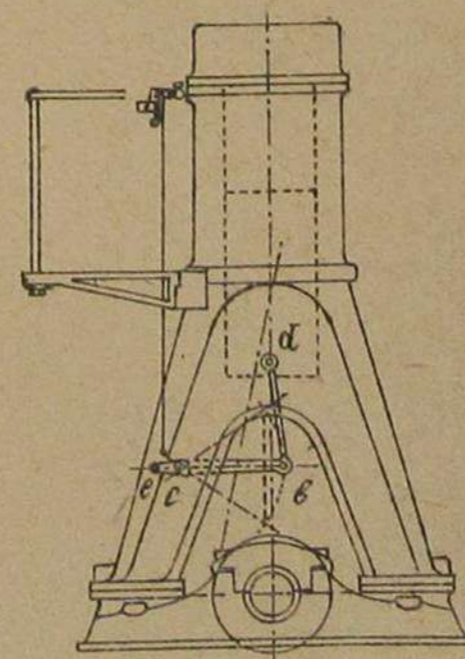
- 1/ Рычаг  $esb$  в среднем положении должен быть горизонтален.
- 2/ Высота дуги, описываемой шарниром  $b$ , должна делиться пополам отвесной линией из точки закрепления рычага  $bd$  на поршне.
- 3/ шнур индикатора в отвесном положении должен делить пополам высоту дуги, описываемой пальцем  $e$ .



Черт. 29

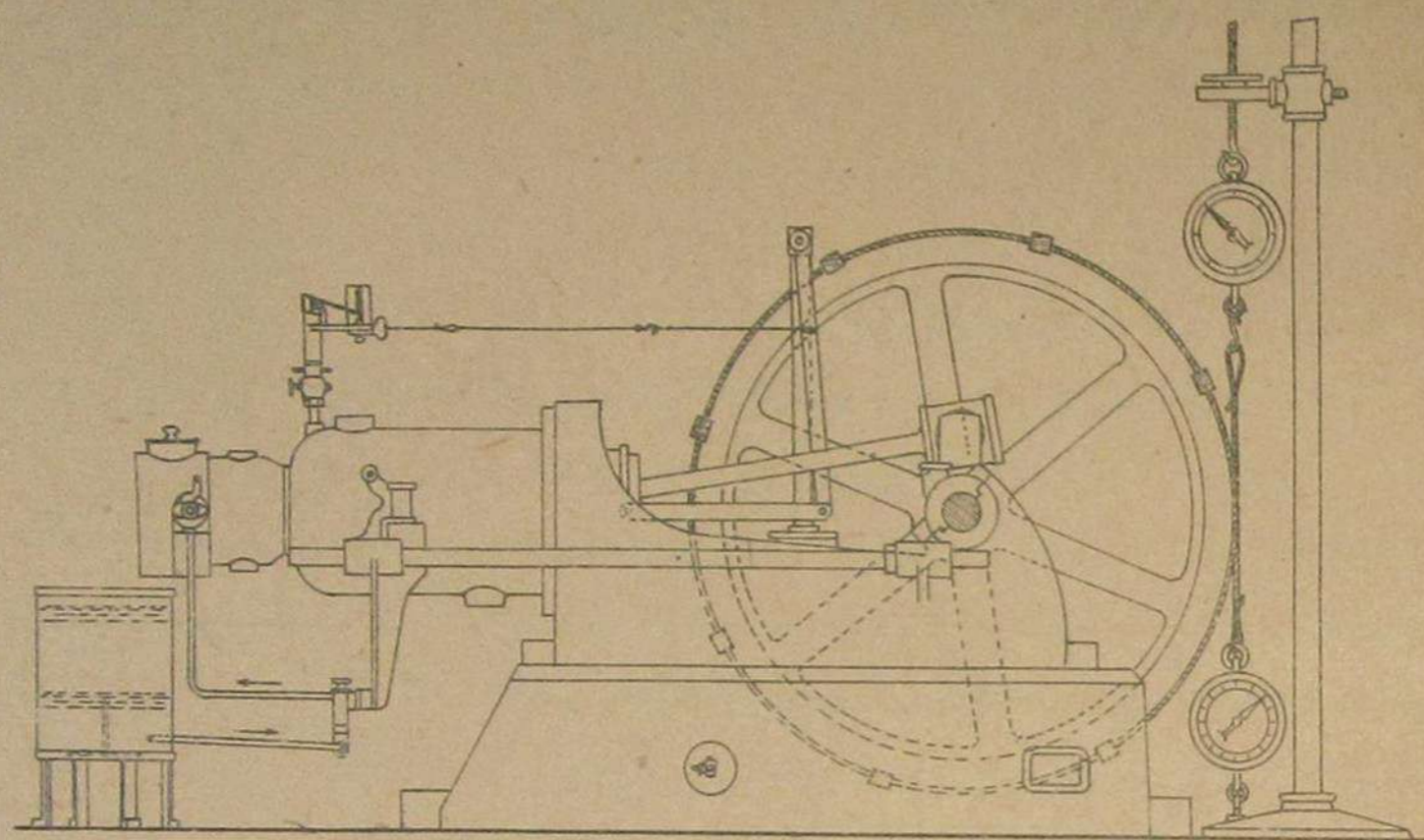


Черт. 30



Черт. 31

аналогичное устройство для горизонтального двигателя показано на черт. 32. Приводный рычаг в среднем положении должен



Черт. 32

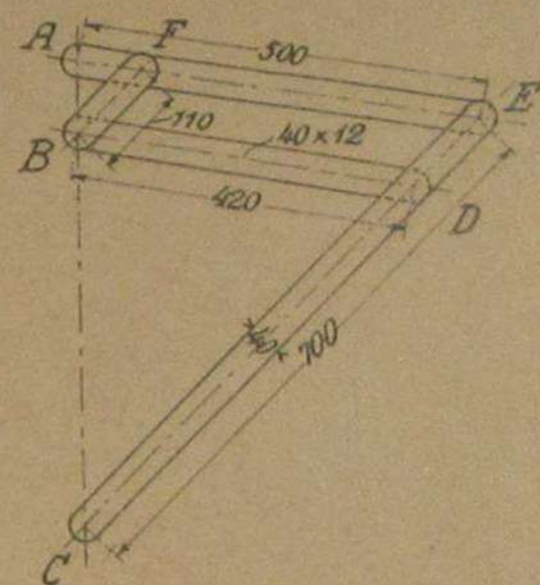
быть вертикален, а шнур, идущий от индикатора к рычагу, параллелен оси цилиндра /горизонтален/, в остальном привод должен удовлетворять требованиям, сходным с указанными выше для привода вертикального двигателя.

Следующее абсолютно точное устройство /пантограф/, изображенное на черт. 33, состоит из 4-х брусков из твердого дерева, связанных между собой шарнирами так, чтобы образовался параллелограмм BDEF и чтобы точки A, B и C лежали на одной прямой.

Точка C закрепляется шарниром на поршне /черт. 34/, точка A на какой-либо неподвижной, выступающей части двигателя; от точки B ведёт шнур к индикатору; при движении шнур должен

перемещаться параллельно оси цилиндра. Употребительные размеры пантографа для хода поршня до 600 мм даны на черт. 33.

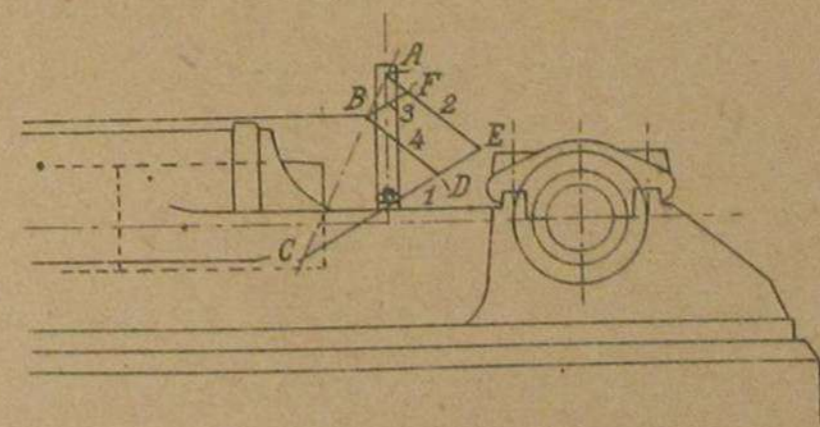
При производстве случайных испытаний для уменьшения хода поршня иногда пользуются рукоятками или кривошипчиками, укрепленными на торце главного вала. Типы таких устройств показаны на черт. 35, 36 и 37. Наиболее удобно для работы приспособление черт. 35. Шнур, идущий от индикатора, снабжается на конце кольцом или крючком, с помощью которого производится сцепление с приводом. Длина диаграммы равна диаметру круга, описываемого при работе рукояткой.



Черт. 33

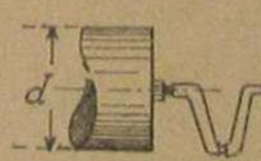
при работе рукояткой.

Рукоятка устанавливается на торце вала так, чтобы при вращении она приходила в крайние положения одновременно с поршнем. Для по-

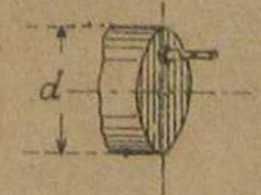


Черт. 34

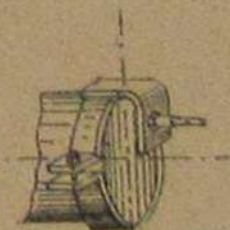
верки снимают с цилиндра диаграмму, пропуская одну или две



Черт. 35



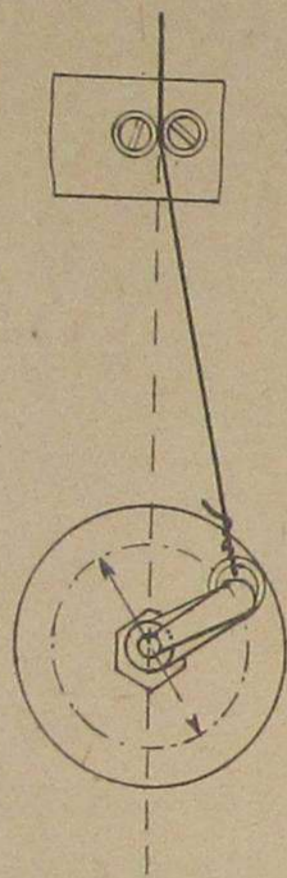
Черт. 36



Черт. 37

вспышки /прекращается подача топлива к цилиндру в Дизелях, или выключается магнето у газовых и других двигателей/, при правильной установке в такой диаграмме линия сжатия должна совпадать с линией расширения. Так как эти две линии, как показывают точные исследования, в действительности не совсем совпадают /особенно в Дизелях/, то указанный способ проверки весьма приближенный.

При большой длине шнура от рукоятки до индикатора, во избежание раскачивания шнура, его полезно ограничивать парой роликов, как показано на черт. 38, так как при этом диаграммы получаются с более точными абсциссами.



Черт. 38

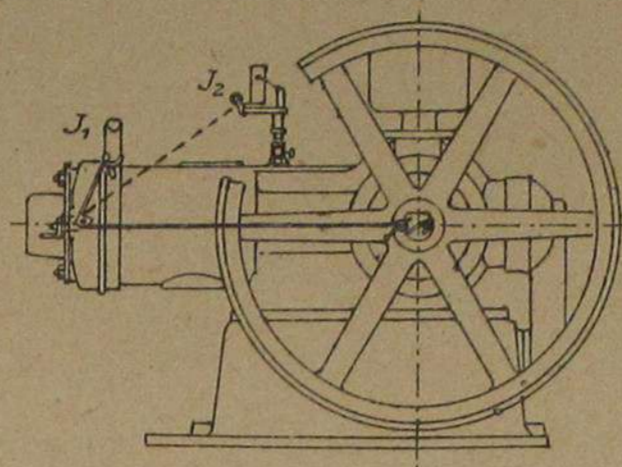
Пример применения подосного привода для двигателя с кривошипной камерой показан на черт. 39, 40, 41, 42.

$I_1$  - индикатор на рабочем цилиндре,  
 $I_2$  - на кривошипной камере.

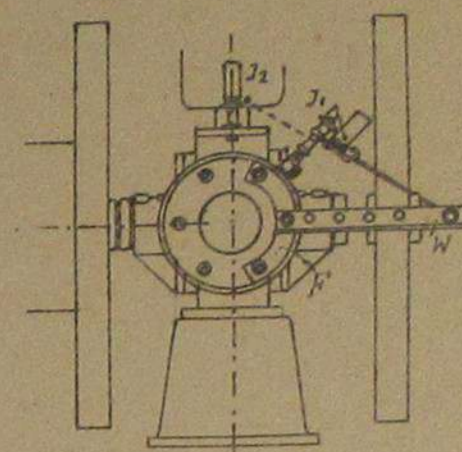
Ртулка  $S$  /черт. 42/ закрепляется штопорным винтом на конце вала, так, чтобы срез  $F$  был параллелен осям плеч колен вала; для проверки приводят двигатель в мертвое положение и проверяют правильность установки по уровню. На крышке цилиндра укреп-

ляется толстая железная полоса, на которой укрепляется ведущий ролик на высоте оси цилиндра, так как иначе диаграммы сильно искажаются. Шнур от пальца  $K$  до ролика в плане должен иметь направление, параллельное оси цилиндра.

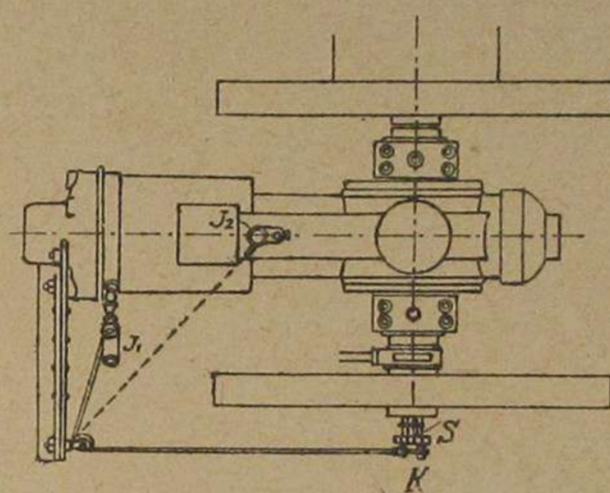
На черт. 43 /см. приложение/ показан роликовый ходоуменьшитель Розенкранца, состоящий из двух роликов, большого  $R$  и малого  $r$ , насаженных на общую ось. Способ соединения ходоуменьшителя с индикатором ясен из черт. 43. Шнур, идущий от барабана индикатора, закрепляется на малом ролике с помощью узла.



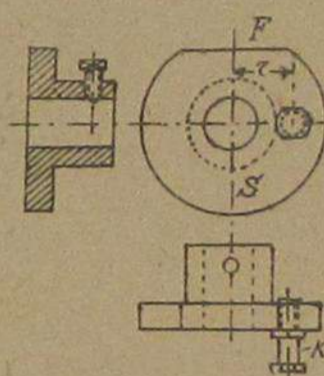
Черт. 39



Черт. 40



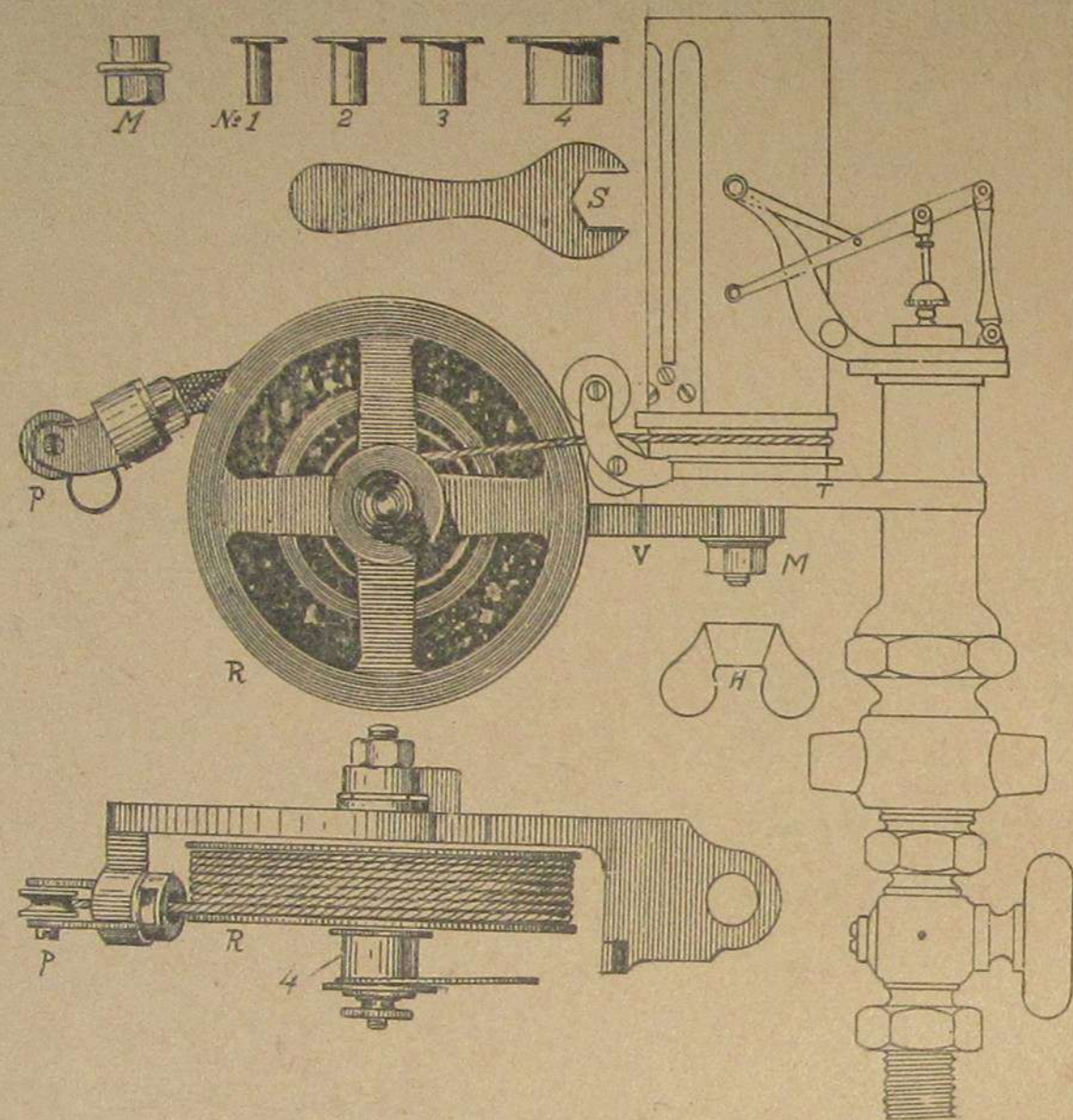
Черт. 41



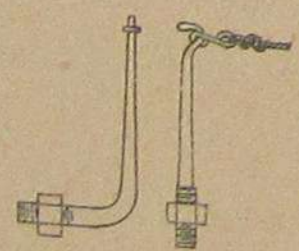
Черт. 42

Второй шнур закрепляется на большом ролике и обертывается вокруг него несколько раз; пружина, помещаемая внутри большого ролика, стремится вернуть его при отклонениях в прежнее положение, свободный конец шнура, идущего от большого ролика соединяется с рукояткой, одного из типов, показанных на черт. 44 и 45, укрепляемой обычно в крестковом двигателе. Уменьшение хода равно отношению диаметра большого ролика к диаметру малого, величину этого отношения можно изменять, применяя малый ролик большего или меньшего диаметра.

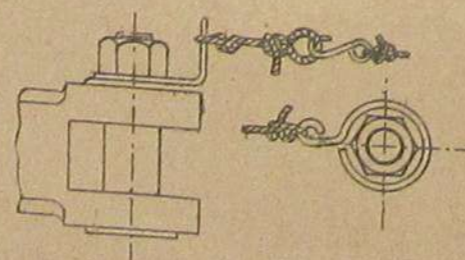
Роликовый ходоуменьшитель можно закреплять не только на индикаторе, как показано на черт. 46, но и на подходящих выступающих частях самого двигателя; в этих случаях шнур, идущий от индикатора к малому ролику, разделяется по середине крючком /чер-



Черт. 43

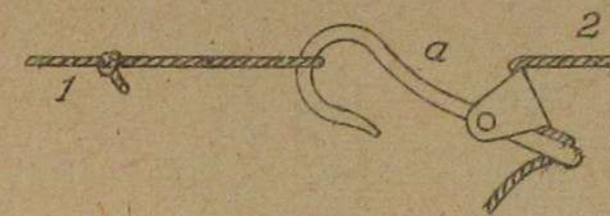


Черт. 44

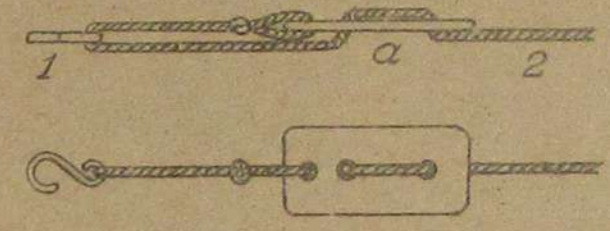


Черт. 45

тех 46/ При работе необходимо следить за тем, чтобы шнур идущий от приводной рукоятки к большому ролику не совершал боковых движений; самое лучшее если он колеблется параллельно оси цилиндра.



Черт. 46



Черт. 46-а

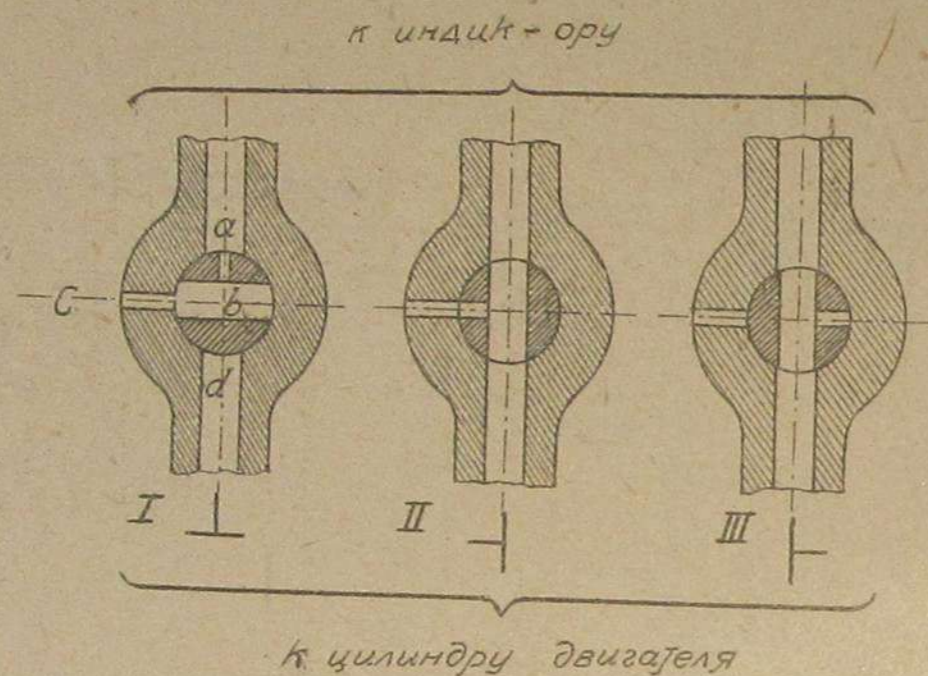
Для удобства соединения и расцепления к ходоуменьшителю привязывается петля из индикаторного шнура, а шнур, идущий от барабана индикатора, снабжается на конце крючком; на черт. 46 приведен крючек наиболее употребительной конструкции, позволяющей захватывать шнур без узла, отчего очень быстро можно изменить его рабочую длину.

На черт. 46-а показана пластинка а, позволяющая легко изменять длину шнура.

##### 5. СНЯТИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПО НИМ СРЕДНЕГО ИНДИКАТОРНОГО ДАВЛЕНИЯ.

Перед установкой индикатора необходимо произвести продувку крана, ввинченного в индикаторный штуцер цилиндра двигателя; на

ходу двигателя прекращают подачу топлива в цилиндр в Дизелях, или выключают магнето у газовых и других двигателей и, повернув пробку крана в положение II /черт. 47/, производят продувку



Черт. 47

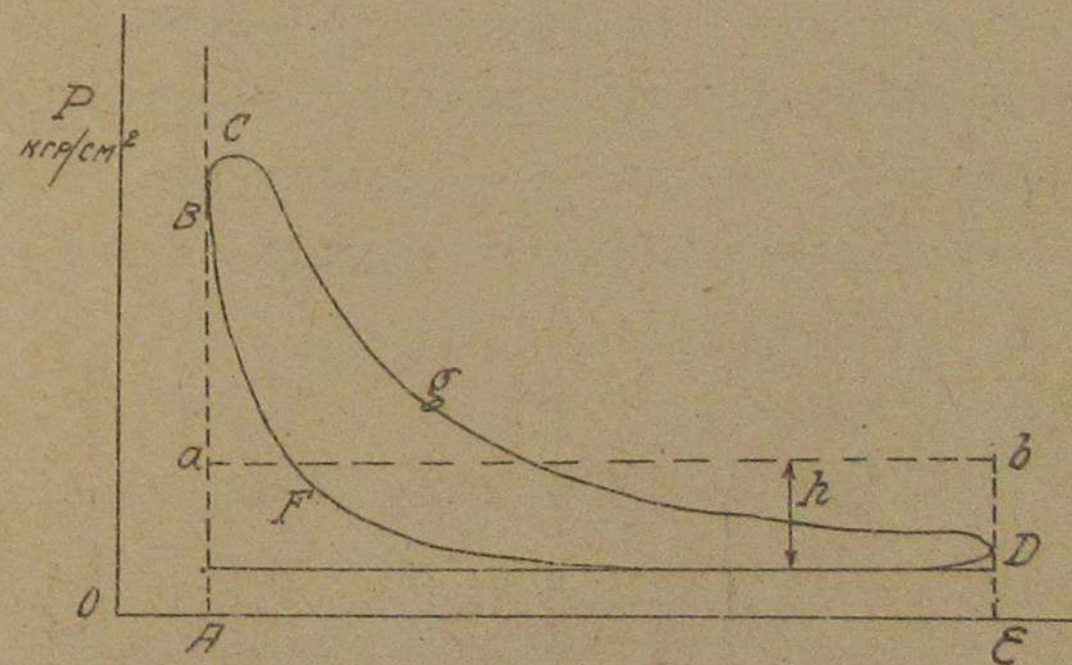
сжатым воздухом из цилиндра. После продувки поворачивают пробку крана в положение I /черт. 47/ и навинчивают на кран индикатор.

Для снятия диаграммы надевают на барабан индикатора лист бумаги, производят сцепление шнурка, идущего от барабана со шнурком от ходоуменьшителя, отчего барабан приходит в колебательное движение вокруг своей оси и, повернув пробку крана так чтобы пространство под поршеньком индикатора сообщалось с атмосферой /положение I черт. 47/, проводят на бумаге атмосферную линию, прижимая пишущий штифт к барабану. Повернув после этого ручку крана так, чтобы вредное пространство цилиндра сообщалось с пространством под поршеньком индикатора /положение III черт. 47/, прижимая вторично пишущий штифт к барабану, чертят самую диаграмму, делая не более двух, трех оборотов во избежание чрезмерного утолщения линий.

Наоборот, при индицировании газовых двигателей нельзя ограничиться получением на листке только одной диаграммы, так как для них они получаются настолько непохожими одна на другую, что может получиться значительное отклонение от средней величины, если ограничиться снятием только одной диаграммы; при индицировании их держат карандаш прижатым к бумаге до тех пор, пока на листке не получится 5-6 диаграмм /см. черт. 57/. Также поступают при индицировании других, неравномерно работающих двигателей.

По снятии диаграммы расцепляют барабан от ходоуменьшителя и отмечают на листке с диаграммой время ее снятия  $N$  цилиндра, число оборотов, нагрузку машины, масштаб пружины и другие важные величины.

Пусть черт. 48 изображает индикаторную диаграмму. Расстояние  $l = AE$  между двумя перпендикулярами к атмосферной линии, касающимися диаграммы в ее крайних точках, наз. длиной диаграммы, и дает в известном масштабе ход поршня. Кривая  $DFB$  графически изображает изменения давления га-



Черт. 48

зов на поршень в течение хода сжатия, кривая  $CGD$  - во время хода расширения. Следовательно, площадь, ограниченная линией  $ABCGDEA$ , есть мера положительной работы газов за время рабочего хода /расширения/, площадь  $ABFDEA$  - отрицательной за время хода сжатия. Полезная работа за эти два хода пропорциональна

разности

$$\text{пл. } ABCGDEA - \text{пл. } ABFDEA = \text{пл. } DFBCGD,$$

т.е. площади индикаторной диаграммы.

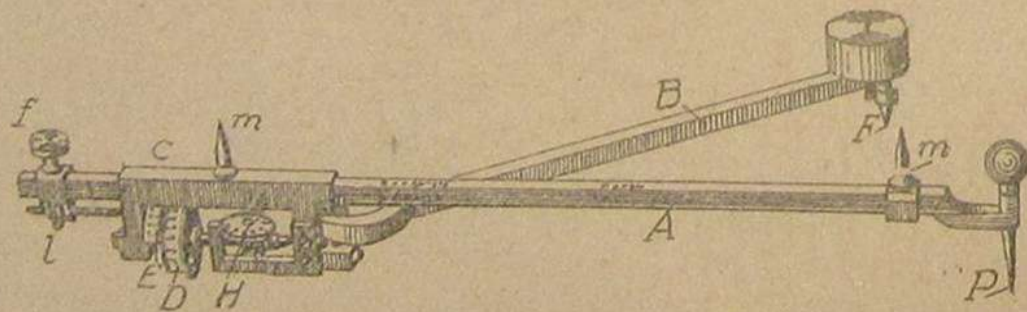
Заменив площадь DFBCGD равновеликим треугольником с основанием  $l$ , равным длине диаграммы, получим, что высота  $h$  этого прямоугольника - средняя высота диаграммы, будет изображать в известном масштабе разность давлений  $p_m$ , при существовании которой на всем протяжении хода поршня в рабочем цилиндре между давлениями расширения и сжатия, производилась бы работа, равная действительно производимой за 2 упомянутых хода. Величина  $p_m$  - *среднее индикаторное давление* - при известной высоте диаграммы  $h$  определяется из выражения:

$$p_m = \frac{h}{m} \dots \dots \dots$$

где  $m$  - масштаб пружины.

Средняя высота диаграммы определяется либо путем планиметрирования, либо по правилу Симпсона.

Планиметрирование диаграмм производится с помощью особых приборов-планиметров. В нижеследующем приводится описание планиметра Айслера/ч. 49/. Он состоит из 3 главных частей: рычага В



Черт 49

с острием  $F$  на конце его, рычага  $A$  с делениями на нем который можно передвигать в гильзе  $C$  и закреплять в любом положении с помощью винта  $f$ ; для малых перемещений рычага  $A$  слу-

жит микрометрический винт  $l$ . К гильзе  $C$  прикреплена третья существенная часть планиметра - счетное колесо  $D$ , с передачей от него посредством червяка к горизонтальному диску  $H$ , разделенному на 10 частей. Один оборот счетного колеса отвечает повороту диска на 1 деление. Счетное колесо разделено на 100 частей и снабжено нониусом, позволяющим делать отсчеты с точностью до 0,001 оборота. На рычаге  $A$  имеется острие  $m$ , второе острие сделано на гильзе  $C$ .

Планиметр обладает следующим свойством: если при неподвижном полюсе  $F$  обвести штифтом  $P$  какую либо замкнутую площадь, то развернутая длина дуги, пройденной счетным колесом, пропорциональна обведенной площади. Конечно длина дуги будет изменяться в зависимости от длины передвигного рычага  $A$ , т.е. в зависимости от установки гильзы  $C$ .

При планиметрировании диаграммы, закрепив ее кнопками на столе, выбирают положение неподвижного полюса  $F$  так, чтобы при положении подвижного штифта  $P$  в середине диаграммы, оба рычага были перпендикулярны и при пробном обводе диаграммы по всему ее контуру, ролик катался по совершенно гладкой плоскости.

По определении положения полюса  $F$ , устанавливают штифт  $P$  в какую-либо точку контура, принимаемую за начальную, берут отсчет по ролику и нониусу, обводят диаграмму по часовой стрелке и, придя после обвода в начальную точку, снова берут отсчет. Если начальный отсчет был  $f_1$ , а конечный  $f_2$ , то разность их  $f_2 - f_1$ , будучи умножена на некоторый коэффициент  $C$ , постоянный для данного планиметра, даст среднюю высоту в мм. площади, равновеликой планиметрируемой, у которой основание равно длине подвижного рычага /расстоянию между остриями  $m$  прибора/ во время обвода фигуры. Если это расстояние было  $l_0$ , а длина диаграммы  $l$ , то

$$h = \frac{(f_2 - f_1) C \cdot l_0}{l} \dots \dots \dots /14/$$



даст среднюю высоту диаграммы в мм.

Для большей точности обвод делают несколько раз, и из двух отсчетов, отличающихся один от другого не больше чем на 1%, берут среднее.

При планиметрировании диаграмм газовых двигателей, снимаемых на лист целой серией, обводят последовательно все диаграммы подряд; полученный отсчет делится на число диаграмм.

Для упрощения работы при планиметрировании диаграмм часто устанавливают сразу расстояние между шпиками мм, равным длине диаграммы; так как в этом случае  $l = l_0$ , то отсчет по планиметру, умноженный на коэффициент его, дает сразу величину  $h$  т.е.

$$h = (f_2 - f_1) C \dots \dots \dots /14/$$

Для определения коэффициента планиметра вычерчивают на листе бумаги прямоугольник и обводят его по вышеуказанному; так как обводимая площадь  $s$  известна, то легко найти:

$$C = \frac{s}{l'(f_2' - f_1')} \dots \dots \dots /15/$$

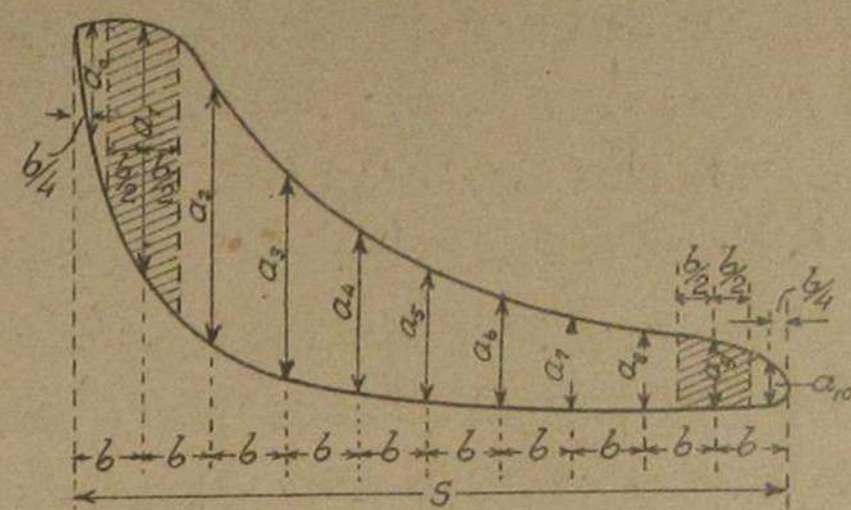
где  $f_2'$  и  $f_1'$  - отсчеты по ролику,

$l'$  - длина передвигного плеча при обводе.

Весьма важно перед началом работы выверить, параллельна ли ось счетного колеса оси подвижного рычага, так как иначе при планиметрировании одной и той же площади, при различных положениях полюса  $F$ , получатся различные показания. Для проверки чертят круг и обводят его два раза, помещая один раз полюс так, чтобы угол между рычагами был возможно острый и другой раз так, чтобы тот же угол был возможно тупой. Если показания в обоих случаях одинаковы, то прибор в порядке; если показания при остром угле больше чем при тупом, то нужно отогнуть штифт  $P$  в сторону неподвижного рычага.

Правило СИМПСОНА. Делят основание /длину/ диаграммы /черт.

50/ на 10 равных частей и проводят через эти точки ординаты  $a_1$ ;  $a_2$ ;  $a_3$ ;  $a_4$  ..... кроме того на расстоянии, равном  $\frac{b}{4}$  от обоих концов диаграммы, проводят еще ординаты  $a_0$  и  $a_{10}$



Черт. 50

Проведенными линиями диаграмма делится на ряд полос, которые с достаточной точностью можно принять за трапеции; ординаты  $a_1, a_2 \dots a_9$  можно считать за средние линии трапеций с высотой  $b$ , а ординаты  $a_0$  и  $a_{10}$  за средние линии трапеций с высотой  $\frac{b}{2}$ ; если эти средние линии измерить в мм с помощью масштабной линейки, то средняя высота диаграммы определится из формулы:

$$h = 0,1 \left( \frac{a_0}{2} + a_1 + a_2 + a_3 + \dots + a_9 + \frac{a_{10}}{2} \right) \dots \dots \dots (16)$$

При точных испытаниях предпочтительнее  $h$  определять с помощью планиметра.

### 6. МАСШТАБ ПРУЖИН.

В виду того, что упругость пружины со временем меняется, при определении среднего индикаторного давления нельзя пользоваться масштабом, выбитым на пружине, а необходимо определять его опытным путем.

Правила Германских Инженеров\*) рекомендуют это определение производить путем нагрузки испытуемой пружины гирями или иным грузом.

Для определения масштаба пружин индикаторов для двигателей внутреннего горения, работающих при давлениях выше атмосферного, с успехом применяется скоба Болинкса. Для поверки индикатор с испытуемой пружиной закрепляют на кронштейне /черт. 51/, на левают на барабан лист бумаги и прочерчивают на нем атмосферную линию, прижимая пишущий штифт к барабану и, поворачивая последний рукой за шнурок. После этого надевают на прибор скобу, как показано на черт. 51 и, подвешивая на крюк ее различные грузы, прочерчивают на бумаге после каждой нагрузки соответствующую линию. Для уменьшения влияния трения перед прочерчиванием

\*) Приводим полностью "Правила определения масштабов индикаторных пружин", выработанные Обществом Германских Инженеров.

1. Каждый индикатор, пружины которого должны быть испытаны, предварительно должен быть исследован относительно своего состояния, преимущественно относительно трения поршня, плотности его и мертвого хода пишущего прибора.
2. Индикаторные пружины должны испытываться весовой нагрузкой.
3. Пружины должны испытываться в связи с пишущим механизмом.
4. Каждая пружина при употреблении индикатора, принимающая высокие температуры, должна испытываться в холодном и теплом состоянии, а именно при  $20^{\circ}\text{C}$  /комнатной температуре/ и при  $100^{\circ}\text{C}$ .
5. Пружины должны испытываться многоступенчатой нагрузкой, а именно не меньше, как 5-ю степенями выше атмосферной линии и по меньшей мере 3-мя степенями ниже этой линии. В свидетельство испытания должны быть указаны все отдельные значения результатов исследования.
6. Диаметр индикаторного поршня измеряется при комнатной температуре.

Относительно 1-го пункта правил надо заметить, что исследование должно производиться главным образом для обнаружения неисправностей; требование совершенной плотности поршня и вполне свободного от трения его хода не должно представлять-

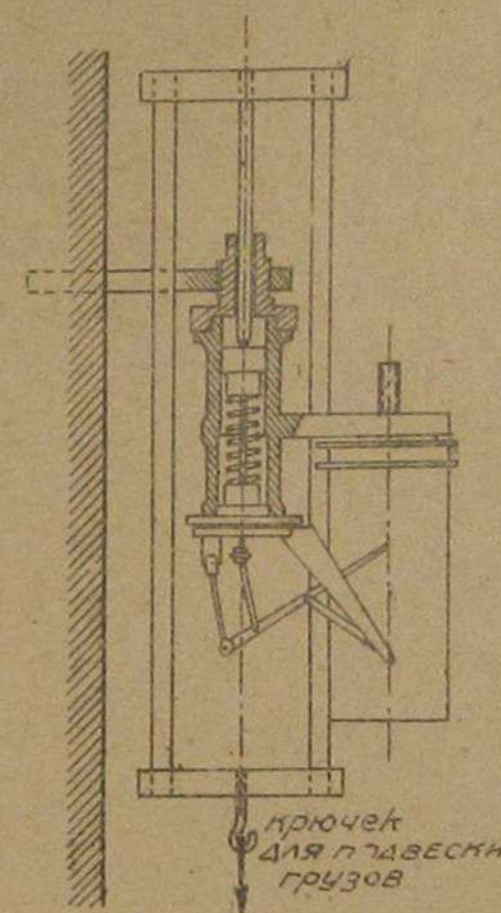
линий полезно постукивать по верхней части скобы деревянным молотком; испытание производится подобным образом один раз при возрастающей нагрузке и второй раз при убывающей.

Недостаток описанного способа заключается в том, что пружина при градуировке остается холодной, тогда как во время работы пружина /внутренняя/ может принимать температуру довольно высокую. От нагревания пружина делается податливой и масштаб ее возрастает; напр., при увеличении температуры на  $100^{\circ}$ , масштаб ее увеличивается примерно на 4%.

Согласно п. 4 упомянутых правил, если пружина во время работы подвергается действию высоких температур,

градуировку ее следует производить один раз в холодном состоянии и второй раз при температуре  $100^{\circ}\text{C}$ ; нагревание пружины достигается путем омывания ее паром атмосферного давления; масштаб пружины для температуры ее во время индицирования определяется, исходя из данных испытания, путем интерполирования или экстраполирования.

Поправка на температуру имеет значение для индикаторов с внутренней пружиной, но устранить влияние температуры на масштаб путем поправок невозможно, вследствие чисто-технических трудностей при измерении температуры в пространстве над поршнем, где находится пружина. В виду этого употребления индикаторов с внутренними пружинами следует по возможности из-



Черт. 51

бегать. Для индикаторов с наружными пружинами поправка на температуру не имеет значения, так как они при индицировании имеют температуру окружающего воздуха, описанный способ холодной проверки дает для них вполне удовлетворительные результаты.

Индикатор Майнак № 15С11, поршень  $\phi = 9,06$  мм, пружина  $1 \text{ атм} = 1 \text{ мм}$ , пред. Анал. =  $50 \text{ кг/см}^2$

атм		мм		мм		СР. ВЕЛ.		РАЗН.	МАСШТ. ИСТИН.
0	А	0		0	А	0			
2,5		2,5		2,5		2,5		2,5	1
7,65		7,8		7,7		7,75		5,25	1,02
12,8		13	↓ НАГРУЗКА	12,8		12,9		5,15	1
17,95		18,2		18		18,1		5,2	1,01
23,1	α	23,3	↑ РАЗГРУЗКА	23,2	α	23,25		5,15	1
28,25		28,5		28,3		28,4		5,15	1
33,4		33,6		33,5		33,55		5,15	1
38,55		38,8		38,8		38,8		5,25	1,02
43,7		44		43,9		43,95		5,15	1

Черт. 52

На черт. 52 изображена примерная диаграмма градуировки; АА - атмосферная линия; правая часть диаграммы получена при возрастании нагрузки, левая при ее убывании.

При диаметре индикаторного поршня  $d$  см изменению груза на  $1 \text{ кг}$  соответствует изменение давления на поршень на

$$\Delta p = \frac{4}{\pi d^2} \text{ атм.}$$

Поэтому, если для перехода от атмосферной линии к какой-либо другой напр. аа индикатор пришлось нагрузить грузом в  $M \text{ кг}$ , то линия аа соответствует давлению  $\Delta p \cdot M \text{ атм.}$

Совершенно также находятся давления, отвечающие остальным линиям диаграммы проверки.

Приборы описанного типа часто снабжаются грузами, калиброванными на атмосферы для поршня нормального диаметра  $20 \text{ мм}$ ; при проверке с помощью таких грузов индикаторов с меньшей площадью поршня, сказанное необходимо иметь в виду при расчете давлений.

Пусть расстояние между линией, соответствующей давлению  $p_1$  атм. и линией, отвечающей давлению  $p_2$  атм. при переходе от меньшей нагрузки к большей  $l_1$ , а обратно при переходе от большей нагрузки к меньшей  $l_2$ , средний масштаб в пределах давлений от  $p_1$  до  $p_2$

$$m = \frac{l_1 + l_2}{2(p_2 - p_1)} \quad (17)$$

Подобное определение масштаба, как среднего из частных масштабов, полученных при возрастающей и убывающей нагрузках, необходимо для исключения влияния трения в индикаторе.

Например, по диаграмме черт. 52 средний масштаб в пределах давлений от 0 атм. до 33,4 атм.

$$m = \frac{33,5 + 33,6}{2(33,4 - 0)} = 1,004 \approx 1 \text{ мм}$$

где  $l_1 = 33,5$  расстояние между линиями 0 и 33,4 атм. при возрастании нагрузки, а  $l_2 = 33,6$  атм. при ее убывании.

Кроме среднего, различают еще так называемый *истинный* масштаб, под которым следовало бы понимать отношение бесконечно малого пути карандаша к бесконечно малому приращению давления при соответствующем давлении, то есть

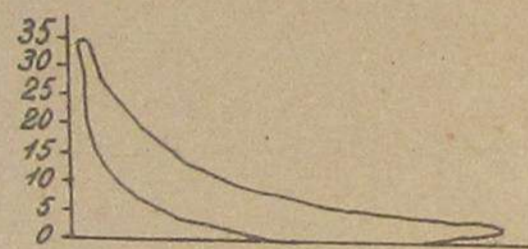
$$m_1 = \frac{dl}{dp}$$

Практически истинный масштаб определяют для небольших, но конечных приращений давления, напр. для каждой ступени нагрузки при градуировке пружины. По диаграмме черт. 52, при переходе от давления 7,65 атм. к давлению 12,8 атм., средний масштаб  $1 \text{ мм}$ ; этот масштаб принимается за истинный при

$$\frac{7,65 + 12,8}{2} = 10,225 \text{ атм.}$$

Истинными масштабами пользуются для изучения степени равномерности пружины. На диаграмме /черт.52/ истинные масштабы указаны; исследованная пружина достаточно равномерна, так как истинные масштабы в различных пределах давлений мало отличаются друг от друга; небольшие их расхождения в данном случае могут быть приписаны влиянию трения.

При определении среднего индикаторного давления по диаграммам пользуются средним масштабом. Если напр. на диаграмме /черт.53/, снятой с двигателя Дизеля, давление изменяется от 0 до 35 атм./ман./, то и средний масштаб находят по диаграмме



Черт. 53

градуировки в пределах давлений от 0 до 35 атм. Подобное определение среднего масштаба для сильных пружин дает результаты практически достаточно точные, так как сильные пружины отличаются большей равномерностью. Наоборот, пружины слабые, с масштабом начиная с 5 мм/атм. и больше,

часто страдают большей неравномерностью; по этой причине пружинами с масштабом, свыше 25 мм/атм., лучше совсем не пользоваться при испытаниях, а уменьшать высоту диаграмм, применяя более сильные пружины.

При пользовании пружинами со значительной неравномерностью при определении среднего индикаторного давления можно поступать так: разбивают диаграмму /черт.54/<sup>1)</sup> горизонтальной линией на 2 или более частей и определяют по диаграмме градуировки пружины средние масштабы для каждой части диаграммы отдельно. Пусть, например для верхней части ее, в пределах давлений от  $p_2$  до  $p_3$ , средний масштаб  $m_2$ , а для нижней части в пределах изменения давления от  $p_1$  до  $p_2$  -  $m_1$ . Определив планетром отдельно площадь каждой части диаграммы, найдем:

1) На черт. 41 диаграмма части низкого давления компрессора двигателя Дизеля.

для верхней части

$$p_u'' = \frac{s_2}{l \cdot m_2} \dots \dots \dots (18)$$

для нижней части

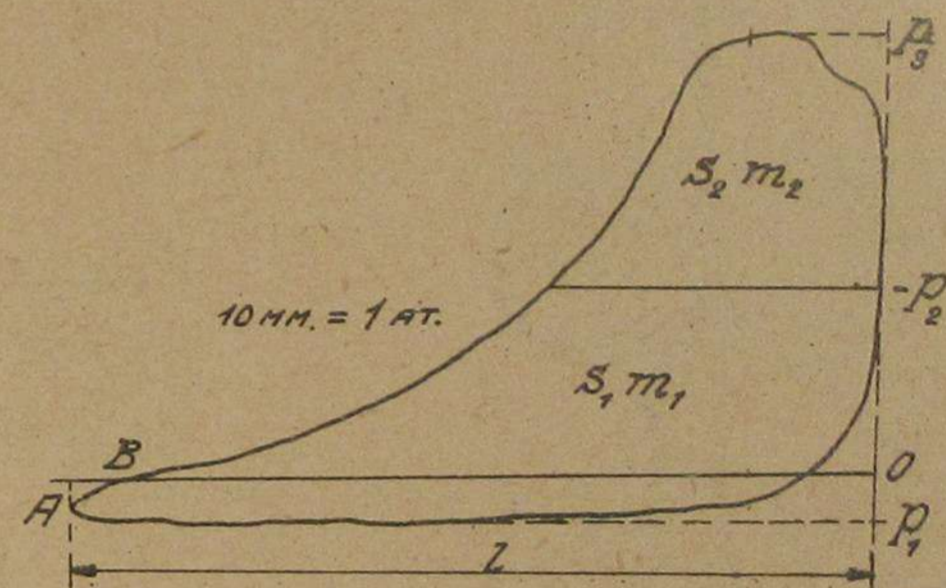
$$p_u' = \frac{s_1}{l \cdot m_1} \dots \dots \dots (19)$$

В обоих выражениях  $l$  - длина диаграммы в мм. За среднее индикаторное давление принимается:

При большом числе диаграмм,

$$p_m = p_u' + p_u'' \dots \dots \dots (20)$$

подобный прием весьма утомителен; для упрощения часто пользуются способом, предложенным Эберле: имея ряд однообразных диаграмм, разбивают одну/или несколько/ из них на части и определяют по выше-



Черт. 54

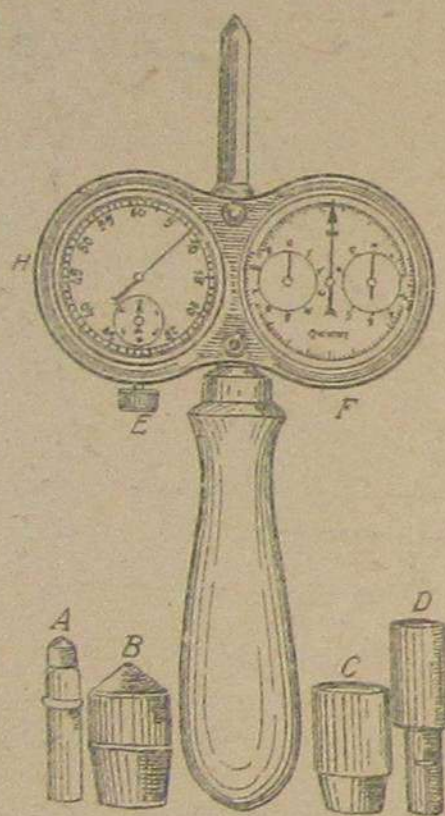
указанному средние масштабы для отдельных частей; по этим частным масштабам средний масштаб для всей диаграммы находят из соотношения:

$$m = \frac{s_1 m_1 + s_2 m_2 + \dots}{s_1 + s_2 + \dots} \dots \dots \dots (21)$$

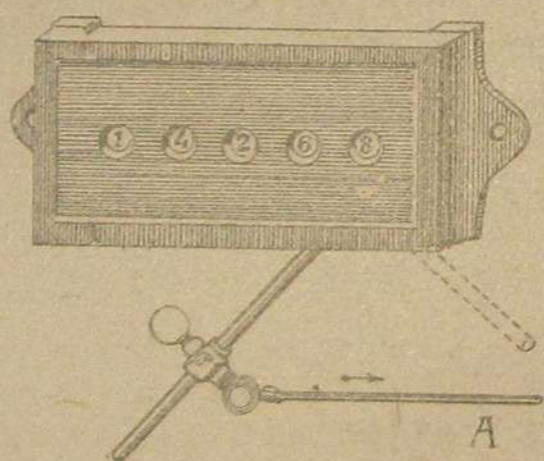
Все остальные диаграммы планиметрируются обычным образом без разбивки на части, но при определении среднего индикаторного давления за средний масштаб принимается  $m$ .

## 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА ОБОРОТОВ.

Измерение числа оборотов наиболее точно достигается с помощью соединенного с машиной вращающегося или качающегося счетчика оборотов, суммирующего отдельные обороты машины. Счетчик



Черт. 56



Черт. 55

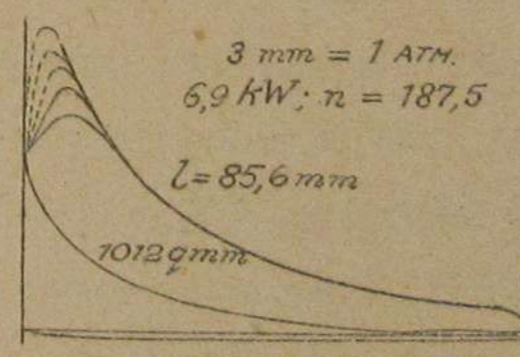
такого типа изображен на черт. 55. С помощью шнура А или проволочной тяги счетчик соединяется с какой-либо частью машины, совершающей качательные движения, напр. с индикаторным приводом; отсчеты по счетчику производятся через 10-15 минут, причем их желательно производить так, чтобы моменты снятия диаграм приходились в середине между моментами отсчетов по счетчику оборотов. Среднее число оборотов за какой-либо промежуток

времени определяется делением разности конечного и начального отсчетов по счетчику для этого промежутка на длительность его.

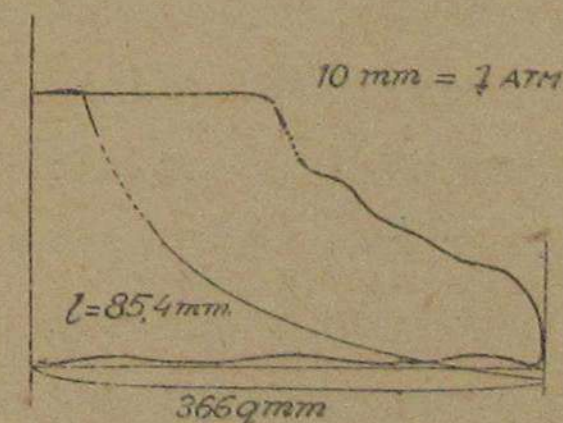
При более грубых испытаниях среднее число оборотов можно определить с помощью счетчика оборотов, соединенного с секундомером /черт. 56/, прижимая его через небольшие промежутки времени /напр. 5 минут/ в центровое углубление вала двигателя на 1-2 мин.; еще более грубо число оборотов определяется с помощью ручного тахометра. При отсутствии указанных приборов число оборотов можно определить отсчитывая периодически /через 5-10 мин./ непосредственно по часам /лучше по секундомеру/ число качаний совершаемых какой-либо деталью двигателя, например выпускным клапаном, накладывая на него кисть руки.

## 8. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ИНДИКАТОРНОЙ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО ГОРЕНИЯ.

а) 4-х тактные двигатели. На черт. 57 приведена индикатор-



Черт. 57



Черт. 58

ная диаграмма 4-х тактного двигателя /газового/. Диаграмма состоит из 2-х частей, площадь верхней части пропорциональна работе совершаемой за ходы сжатия и расширения газов, нижняя часть, лежащая по обе стороны атмосферной линии, соответству-

ет работе при вытеснении отработанных газов из цилиндра и засасывании свежей смеси /или воздуха/ в цилиндр. При совершении последних указанных процессов работа поглощается, а не отдается, т.е. работа, соответствующая нижней части диаграммы, отрицательная. Карандаш индикатора чертит эту часть диаграммы в направлении обратном тому, в котором он чертит верхнюю часть, что также указывает на то, что здесь имеет место отрицательная работа. Верхняя часть диаграммы носит название *диаграммы рабочих ходов*, нижняя - *диаграммы вспомогательных ходов*. Индикаторная мощность цилиндра пропорциональна разности площадей верхней и нижней частей диаграммы.

При планиметрировании индикаторной диаграммы 4-х тактного двигателя ее следует обводить штифтом в том же направлении в каком она начерчена карандашом индикатора, т.е. описывать искаженную восьмерку. Имея отсчет по шкале планиметра и зная средний масштаб пружины легко по вышеизложенному найти среднее индикаторное давление, отвечающее площадям положительной и отрицательной работ. В виду того, что в нижней части диаграммы линия всасывания и выталкивания весьма близки к атмосферной линии /иногда почти сливаются с ней/, при планиметрировании ее может получиться большая неточность. Поэтому, при испытании 4-тактных двигателей кроме основных диаграмм снимают на отдельных листах еще диаграммы вспомогательных ходов, пользуясь слабой пружиной; одна из таких диаграмм, снятая с того же газового двигателя с помощью пружины с масштабом  $10\text{мм} = 1\text{атм}$ . приведена черт. 58; на такого рода диаграммах площади, пропорциональные отрицательной работе, больше по величине и могут быть спланиметрированы с большей точностью.

При наличии особых диаграмм вспомогательных ходов планиметрированием верхних частей основных диаграмм определяют среднее индикаторное давление  $p'_i$  за рабочие ходы, а планиметрированием диаграмм вспомогательных ходов определяют среднее индикаторное давление  $p''_i$  за ходы всасывания и выталкивания газов.

По известным величинам  $p'_i$  и  $p''_i$  находят (по ф-ле 12) соответственно индикаторную мощность  $N'_i$  за рабочие ходы и  $N''_i$  за вспомогательные ходы. Полная индикаторная мощность цилиндра определится как разность\*)

$$N_i = N'_i - N''_i = C \cdot n (p'_i - p''_i) \dots \dots \dots (22)$$

а всего двигателя

$$N_i = \sum (N'_i - N''_i) \dots \dots \dots (23)$$

как сумма мощностей отдельных цилиндров.

Вычисленную подобным образом индикаторную мощность называют часто *индикаторной мощностью нетто*, в отличие от индикаторной мощности *брутто*, которую находят, полагая среднее индикаторное давление  $p_m = p'_i$ .

б) Двухтактные двигатели. В двухтактных двигателях общий процесс работы разбит на 2 или более цилиндров. Горение совершается в рабочих цилиндрах двигателя, вспомогательные цилиндры служат для продувки первых сжатия воздухом и для подачи в них смеси /или воздуха/ под небольшим давлением, но выше атмосферного. Введение предварительного сжатия преследует цель получить более энергичное удаление отработанных газов и заполнение рабочих цилиндров свежей смесью /или воздухом/, так как для совершения этих процессов имеется не 2 полных хода, как в 4-тактных двигателях, а только небольшая часть одного оборота. Но в виду того, что смесь /или воздух/ подается в рабочий цилиндр уже в сжатом виде, часть собственно процесса сжатия из рабочего цилиндра перенесена во вспомогательные. Поэтому индикаторную мощность двухтактных двигателей следует определять, как разность работ, производимой газами в рабочих цилиндрах /индик. мощности брутто/ и работ, затрачиваемой во вспомогательных цилиндрах на сжатие и подачу воздуха или смеси.

\*) Указанный способ определения индикаторной мощности рекомендуется и "Нормами для определения мощности двиг. см. тор." в работе Г. И. Гурья. Инж. В. И. Иосифовича "ОСЛОБОДА С ВЪЧЕТОМ" (Abzugverfahren)

Для вычисления указанным образом индикаторной мощности 2-х тактного двигателя необходимо иметь индикаторные диаграммы, снятые с рабочих цилиндров, с продувочных насосов /или кривошипных камер/ для двигателей, в которых образование смеси происходит в самом цилиндре и с продувочных и падающих заряд смеси насосов для двигателей, в которых образование смеси совершается вне рабочих цилиндров. Планиметрированием диаграмм рабочих цилиндров определяется среднее индикаторное давление  $p''$ , по которому вычисляется /по ф-ле 10/ индикаторная мощность брутто  $N_k$  цилиндра. Планиметрированием диаграмм, снятых со вспомогательных цилиндров, находятся для них средние индикаторные давления, зная которые и размеры компрессоров /площади поршней и ходы их/ легко найти соответствующие индикаторные мощности. Вычисление для каждой рабочей полости вспомогательных цилиндров производится по формуле:

$$N_k = \frac{p'' \cdot F \cdot s \cdot n}{75 \cdot 60} \dots \dots \dots (24)$$

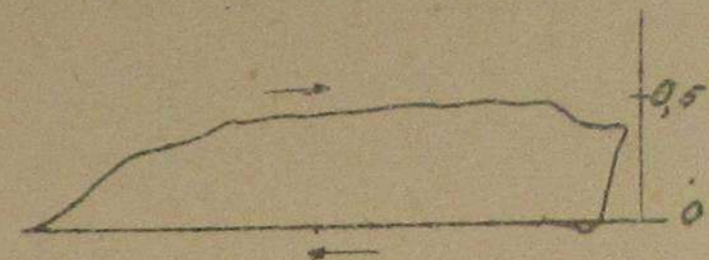
где  $F$  — рабочая площадь поршня соответствующей полости,  
 $s$  — ход поршня,  
 $n$  — число оборотов двигателя в минуту.

Общая индикаторная мощность  $\Sigma N_k$  всех вспомогательных цилиндров получится суммированием мощностей отдельных рабочих полостей. Вычитая ее из индикаторной мощности брутто  $\Sigma N_k'$  рабочих цилиндров, получим индикаторную мощность /нетто/ двигателя:

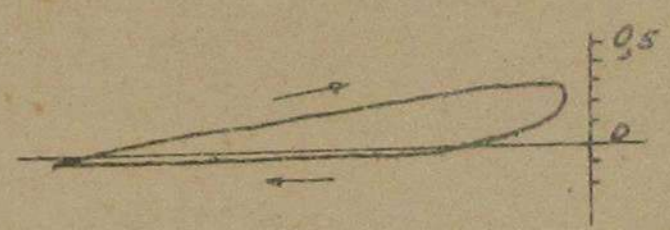
$$N_{netto} = \Sigma N_k' - \Sigma N_k \dots \dots \dots (25)$$

На черт. 59 приведена диаграмма снятия с продувочного насоса газового двигателя, на черт. 60 диаграмма снятия с кривошипной камеры.

В двигателях Дизеля, кроме компрессоров, о которых уже упоминалось в настоящем параграфе, имеются еще компрессоры, вырабатывающие сжатый воздух большого давления /40 - 60 атм./ для пульверизации нефти. Они выполняются обычно, как уже было отмечено в §1,2-х ступенчатыми, при чем в части низкого давления воздух сжимается до 7-10 атм., в ступени высокого давления до 40-60 атм., в зависимости от надобности.



Черт. 58.



Черт. 59.

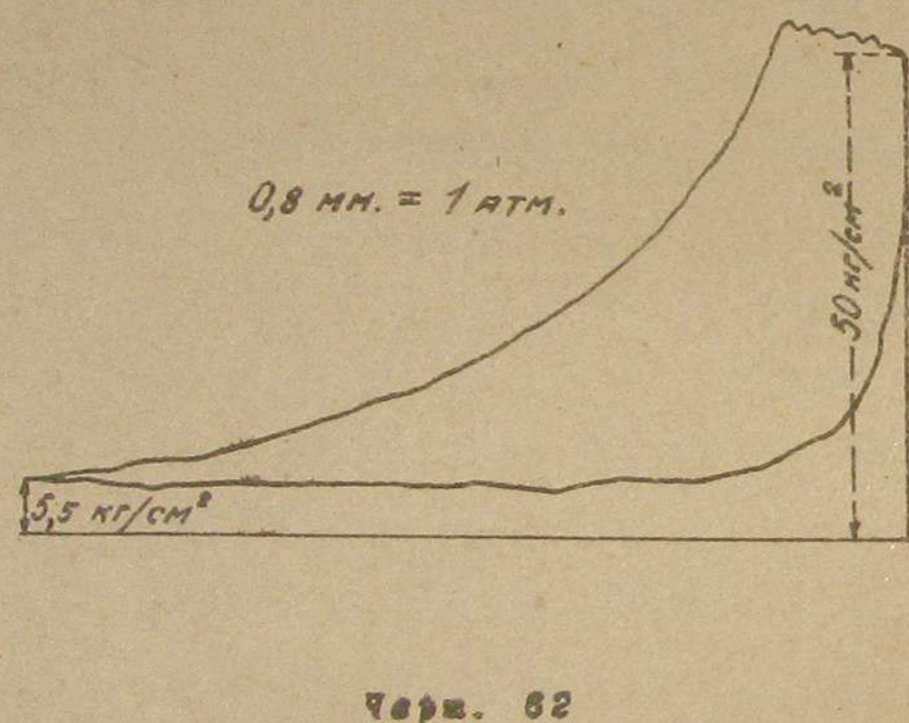
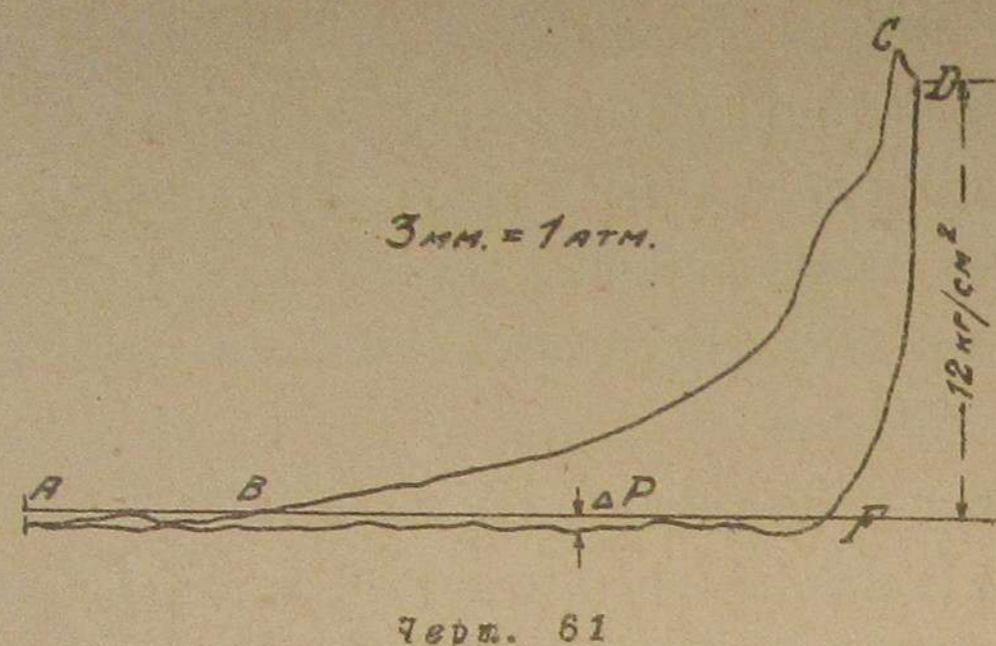
На черт. 61 приведена индикаторная диаграмма ступени низкого давления, в которой линия  $FA$ , лежащая ниже атмосферной линии, отвечает засасыванию воздуха при разрежении 150 - 200 мм,  $AEC$  — линия сжатия засосанного воздуха,  $CD$  — нагнетания в резервуар,  $DF$  — расширения воздуха, оставшегося во вредном пространстве. Давление сжатия до 13 атм.

На черт. 62 показана индикаторная диаграмма ступени высокого давления того же компрессора. Воздух сжимается от 5,5 до 53 атм.

Индикаторная мощность каждой ступени компрессора для пульверизации воздуха определяется согласно вышеизложенному по формуле /24/; суммированием мощностей отдельных ступеней получается общая мощность компрессора.

При испытаниях двигателей Дизеля необходимо следить за тем, чтобы во все время работы давление пульверизирующего воздуха в рабочем резервуаре /также и в запасных/ оставалось постоянным, так как только при этом условии весь воздух сжатый ком-

прессорами будет целиком расходоваться на пульверизацию, а не на увеличение запаса его в резервуаре.



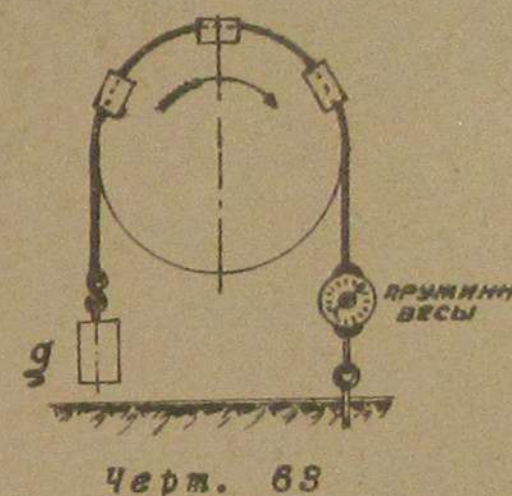
При определении индикаторной мощности нетто двигателей Двизеля индикаторная мощность компрессоров для пульверизирующего воздуха не вычитается из индикаторной мощности брутто.

### 9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОЩНОСТИ.

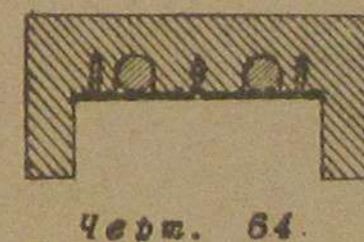
Определение полезной мощности, развиваемой двигателем на валу /эффективной мощности/, можно произвести либо с помощью тормазов, либо исходя из нагрузки соединенного с двигателем электрического генератора тока.

Первый способ, давший возможность непосредственного определения эффективной мощности, может быть применен при сравнительно недорогом и простом устройстве тормазов, лишь при испытаниях двигателей небольшой мощности.

Наиболее удобным для применения при случайных испытаниях на больших двигателях /до 20-25 HP/ является веревочный тормаз, который делается из 12-15 мм пенькового каната, накладываемого прямо на маховик /черт. 63/; для предотвращения от сползания с маховика к канату прикрепляются деревянные колодки, снабженные закраинами, один из способов прикрепления колодок к канату показан на черт. 64, канат помещается в вырезам колодок за железными пленками.



Угол обхвата маховика канатом берется или 180° или 360° или 540°. К одному концу каната подвешивается груз  $G$  другой конец прикрепляется к пружинным весам. Тормозящее усилие равно разности весов  $G$  и показания безмена  $q$ , т.е.



$$Q = G - q$$

Если радиус маховика  $R$ , радиус каната  $r$  и число оборотов двигателя в минуту  $n$ , то тормозная мощность

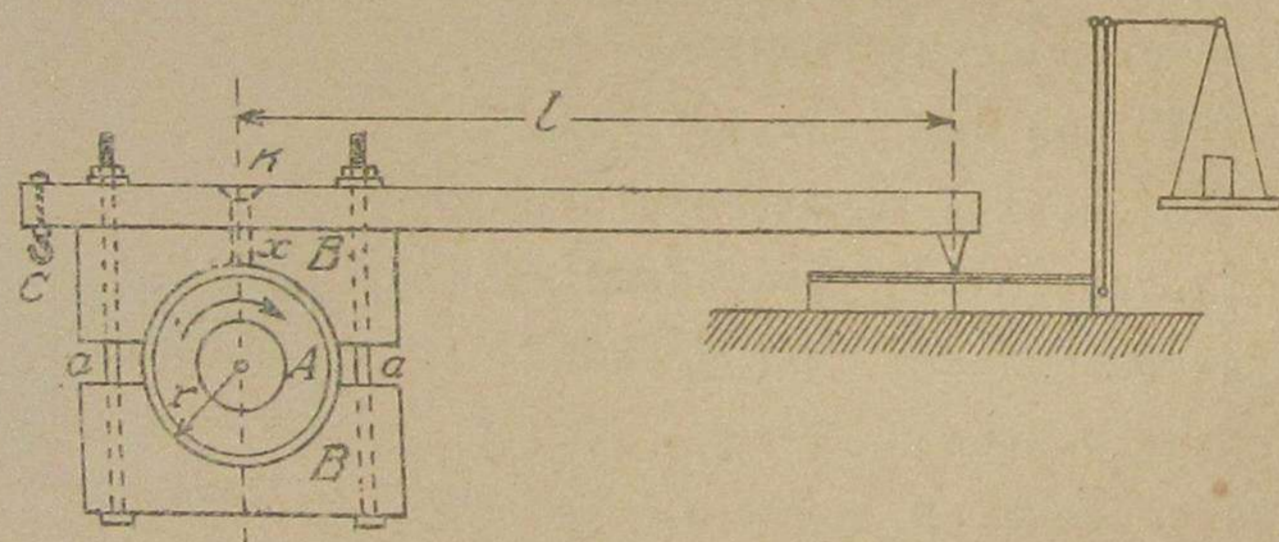
$$N_r = \frac{2\pi(R+r)n \cdot Q}{60 \cdot 75} \text{ HP} = \frac{(R+r)n \cdot Q}{716,2} \text{ HP} \quad (25)$$

Канатным тормазом можно нагрузить двигатель без опасного нагрева маховика от  $\frac{1}{2}$  до  $\frac{3}{4}$  часа при окружной скорости на ободу махового колеса не ниже 15 м/сек. При более длительном опыте маховик



сильно нагревается и спицы его могут не выдержать растяжения, получающегося в них при расширении обода от температуры и обрваться. Во избежание этого обод следует охлаждать, пуская на него сверху небольшую струйку воды. Для уменьшения вытягивания каната, увеличивающегося при смачивании, канат перед опытом промасливается, кладя на 2-3 дня в отработанное смазочное масло или пользуются просмоленной канатом.

На черт. 65 изображен тормоз Прони. На шкив двигателя накладываются две деревянные колодки ВВ, стягиваемые болтами аа.



Черт. 65

Конец рычага 1 опирается на платформу десятичных весов. Желаемая нагрузка достигается подтягиванием гаек болтов аа. Под гайки следует подкладывать пружинящие шайбы или резиновые прокладки, для более плавного изменения нагрузки при подтягивании гаек.

Пусть диаметр шкива  $2r$ , сила трения, действующая на окружности шкива  $F$ . Тормозная мощность при  $n$  об/мин двигателя:

$$N_r = \frac{2\pi r \cdot n \cdot F}{60 \cdot 75} \text{ ир}$$

Если давление оказываемое концом рычага 1 на платформу весов  $P_k$ , то из условия равновесия тормоза

$$P_r = P_l$$

Следовательно,

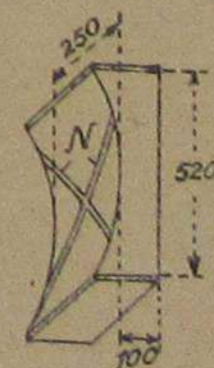
$$N_r = \frac{2\pi P_l n}{60 \cdot 75} = C \cdot P \cdot n = \frac{P_l n}{716,2} \dots \dots \dots (26),$$

где  $C = \frac{2\pi l}{60 \cdot 75}$ , постоянная тормоза, зависящая только от длины рычага 1.

В  $P$  не должен входить собственный вес рычага, который также оказывает давление на весы. Для его определения перед опытом, отпустив винты аа, подкладывают под верхнюю колодку на шкив в точке  $x$  треугольный напильник и, устранив таким образом трение, приводят весы в равновесие. Соответствующий груз затем вычитается из показаний весов во время испытания двигателя. Вместо этого можно подвесить груз на крючок  $C$ , уравновешивающий собственный вес рычага.

При работе с нажимом Прони самое лучшее наложить на весы гири соответственно желаемой нагрузке, а затем регулировать степень нажатия так, чтобы весы были в равновесии. Во избежание нагрева шкива его необходимо охлаждать. В простейшем случае для охлаждения, в отверстие  $k$  в верхней колодке вставляется резиновая трубка, другой конец которой соединяется с водопроводным краном. Для лучшего распределения охлаждающей воды в колодках делается глубокие канавки /черт. 66/.

Охлаждение лучше производить мыльной водой /или эмульсией из масла и мыльной воды/, так как при этом производимое тормозом трение более постоянно по величине. При больших тормозах в верхней колодке делается несколько отверстий для подвода воды. Количество воды, потреб-



Черт. 66

ное для охлаждения тормоза составляет 25 л/час, на 1 л. пр. мощ. ности двигателя.

Тормазные колодки не должны изготовляться из твердых пород дерева; самое лучшее их изготовлять из тополя, липы или ивы.

Расчет тормазных колодок нажима Прочи\*).

1°. Опытю установлено, что при хорошем водяном охлаждении на каждый 1 м<sup>2</sup> тормозящей поверхности можно получить тормозную мощность

$$N_1 = F \cdot U = 18000-20000 \text{ кг.м/сек} \dots \dots \dots (27)$$

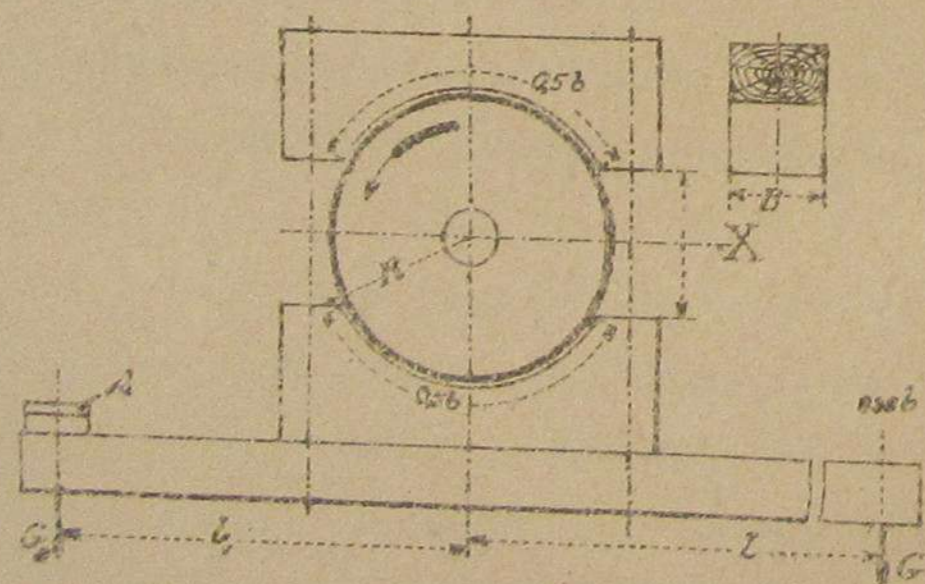
где F — сила трения по окружности шкива в кг/м<sup>2</sup>,

U ≤ 10 м/сек — окружная скорость шкива.

Зная это, легко определить в каждом отдельном случае необходимые размеры колодок.

ПРИМЕР. Необходимо определить размеры тормоза для двигателя в 150 л. пр. при n = 160 об/мин.

Задаемся длиной рычага l = 2 м, диаметром шкива 2r = 1 м, расстояние x между колодками /черт. 67/ примем 0,5 м.



Черт. 67

При расчете колодок примем мощность двигателя

$$1,1 \cdot N_0 = 1,1 \cdot 150 = 165 \text{ л. пр.}$$

Из формулы /25/ находим:

$$P = \frac{N_0 \cdot 716,2}{1 \cdot n} = 369 \text{ кг}$$

Необходимая сила трения по окружности шкива

$$F_1 = \frac{P \cdot 1}{r} = \frac{369,2}{0,5} = 1476 \text{ кг}$$

Окружная скорость шкива

$$U = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{1 \cdot \pi \cdot 160}{60} = 8,4 \text{ м/сек}$$

Примем для 1 м<sup>2</sup> тормазной поверхности N<sub>2</sub> = 18000 кг.м/сек.

При окружной скорости U = 8,4 м/сек необходимо иметь силу трения на 1 м<sup>2</sup> тормозящей поверхности:

$$F = \frac{N_2}{U} = \frac{18000}{8,4} = 2142 \text{ кг}$$

Поверхность тормазных колодок:

$$f = \frac{F_1}{F} = \frac{1476}{2142} = 0,69 \text{ м}^2 \dots \dots \dots (28)$$

Дуга обхвата шкива тормазом /приблизительно/:

$$B = 2\pi r - 2x = 3,14 - 2 \cdot 0,5 = 2,14 \dots \dots (29)$$

Ширина тормазных колодок:

$$b = \frac{f}{B} = 0,325 = 42,5 \dots \dots \dots (30)$$

2°. По Баху ширина тормозной колодки

$$b = \frac{75 \cdot N_e}{D \cdot \omega} \quad (51)$$

где  $N_e$  — эффективная мощность двигателя в л.с.

$D$  — диаметр тормозного шкива в см.

Коэффициент  $\omega$  принимается до 0,5 при воздушном охлаждении

"  $\omega$  " " 2,5 " водяном "

"  $\omega$  " " 5 " водяном охлаждении и

больших скоростях.

3°. По Raabinger у при водяном охлаждении

$$b = \frac{N_e}{300 \cdot D} \text{ м} \quad (52)$$

где  $D$  — в метрах.

4°. По Wilke

$$b = \frac{C \cdot N_e}{D \cdot U} \text{ м} \quad (53)$$

При чем  $C$  берется в зависимости от диаметра тормозного шкива.

При  $D = 0,6 \quad 1,0 \quad 1,25 \quad 1,6 \text{ м}$   
 $C = 0,0054 \quad 0,0125 \quad 0,0191 \quad 0,0254$

при окружной скорости в пределах 8-10 м/сек.

При мощностях свыше 50-60 л.с. тормоза получаются слишком громоздкими и далеко небезопасными при обслуживании. Гораздо более удобно, а зачастую и более точно эффективная мощность двигателя определяется по нагрузке соединенного с двигателем генератора электрического тока, и особенно при испытаниях двигателей большой мощности. Этому методу следует отдавать предпочтение перед механическими способами во всех случаях.

Если мощность в л.с. развиваемая на клеммах генератора то-

ка  $N_{01}$  кв к.п.д. генератора при рассматриваемой нагрузке  $\gamma_r$ , то эффективная мощность двигателя

$$N_e = \frac{N_{01}}{\eta_r} \text{ кв} = 1,36 \cdot \frac{N_{eI}}{\eta_r} \text{ л.с.} \quad (54)$$

Определение электрической мощности следует производить, пользуясь точными /прецизионными/ приборами.

К.п.д. генератора  $\eta_r$  самое лучшее определить путем испытания генератора по методу холостой работы \*).

Приблизительные значения \*\*\*) к.п.д. генераторов постоянного и переменного тока при полной их нагрузке даны в таблицах IV и V.

Т А Б Л И Ц А IV.

К.п.д. генераторов постоянного тока.

Мощн. л.с.	Число оборотов в мин.				Мощн. кв	Число оборотов в мин.			
	62,5	125	250	500-2000		62,5	125	250	500-1500
5	70	76	79,5	83	100	88	90,5	92	93
10	75	80	84,5	87	250	90	92	93,5	94
20	79	84	87	90	500	92	93,5	94,5	94,5
30	81,5	85,5	88	91	750	93	94	95	94,8
40	83	86,5	89	91,5	1000	93,7	94,7	95,4	95
50	84	87,5	90	91,8	1500	94,5	95,2	95,7	95
60	85	88,8	90,5	92	2000	-	95,6	96	95,2
70	85,8	89,2	90,5	92	3000	-	96	96	95,2
80	86,5	89,7	91	92	5000	-	-	95,7	95
90	87	90	91	92					
100	87,8	90	91,2	92					
110	88,1	90	91,3	92					

\*) См. проф. ХОЛУЯНОВ "Испытание динамомашин пост. тока" изд. 1912 г. инж. ТОКОВ "Испытание машин переменного тока" изд. 1927 г. проф. ХОЛУЯНОВ "Альтерн. и преобразов. пост.-пер. тока и др."

\*\*) ГОУБДНИИДТ "Нормальные качества электрических машин" издание 1912 г.

Т А Б Л И Ц А У.

К. п. д. трехфазных генераторов при частоте тока 50 пер в сек. при  $\cos\varphi = 1$ .

Мощн. кв	Число оборотов в минуту.					П р и м е ч а н и я.
	125	250	500	750	1500	
10	75	78	82	83	83	При $\cos\varphi = 0,85$ к.п.д. можно найти по эмпирической формуле
25	83,5	84,5	86	86,5	86,5	
50	86,5	87,5	88	89	89	
100	89	89,5	90	91	91	
250	90,5	91	92	93,5	92,5	
500	92,5	93	93	94,4	93,5	где $\eta_1$ - к.п.д. при $\cos\varphi = 1$ к.п.д. однофазных генераторов
1000	94	94,5	94,5	96	95	
1500	95	95,5	95,5	96,5	95,5	где $\eta_3$ - к.п.д. трехфазного генератора с мощностью на 50% больше мощности рассматриваемого однофазного альтернатора
2000	96	96	96	96,5	95,5	
3000	96,5	96,5	96,5	96,5	-	
5000	96,5	96,5	96,5	97	-	

Если нельзя почему либо произвести испытание генератора тока, приходится довольствоваться определением его к.п.д. по кривой электромеханического завода.

При испытаниях двигателей энергия, производимая генераторами тока, используется либо для питания сетей; либо поглощается в реостатах\*). При работе генератора на сеть необходимо иметь агрегат, работающий параллельно с испытуемым, который воспринимал бы на себя колебания в нагрузке сети, так как мощность испытуемого двигателя должна поддерживаться постоянной.

Из нагрузочных реостатов наиболее удобны жидкостные, особенно при испытаниях двигателей большой мощности.

Если двигатель соединен с электрическим генератором с помощью ременной или канатной передачи, к.п.д. передачи может быть оценен приблизительно 0,97 - 0,98.

\*) О реостатах см. КОЛУЯНОВ "Испытание динамомашин пост. тока" стр. 229 и след. изд. 1912 г.

10. МЕХАНИЧЕСКИЙ К. П. Д. ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО ГОРЕНИЯ.

Механическим к.п.д. двигателя называется отношение его эффективной мощности к мощности индикаторной /нетто/, т.е.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \dots \dots \dots (35)$$

Очевидно, что значение механического к.п.д. зависит от величины потерь на трение и приведение в движение вспомогательных механизмов; поэтому по величине механического к.п.д. можно судить о качестве обработки и сборки частей двигателя после его установки или ремонта.

Для двигателей Дизеля механический к.п.д. более правильно определять по выражению:

$$\eta'_m = \frac{N_e}{N_i - N_k} \dots \dots \dots (36)$$

где  $N_e$  и  $N_i$  имеют прежние значения, а  $N_k$  - индикаторная мощность компрессоров для пульверизирующего воздуха.

Действительно, компрессора поглощают довольно значительный процент развиваемой двигателем индикаторной мощности, при чем количество работы, ими поглощаемой, зависит от давления пульверизирующего воздуха и может быть в зависимости от него различно при одной и той же мощности, развиваемой двигателем на валу; определяя механический к.п.д. для двигателя Дизеля по формуле /35/, возможно было бы получить для него различные значения при одной и той же мощности на валу, что невозможно при пользовании выражением /36/, численное значение которого зависит исключительно от потерь трения.

Но надо заметить, что все-таки для двигателей Дизеля часто механический к.п.д. находят пользуясь формулой /35/, и особенно

при производстве обычных периодических испытаний, имеющих целью главным образом определение степени экономичности работы, когда диаграммы с компрессоров не снимают, а ограничиваются только поддержанием постоянного давления пульверизаций.

В случаях, когда эффективная мощность двигателя не может быть точно установлена /напр. если неизвестен к.п.д. генератора тока/ часто вместо механического к.п.д. ограничиваются определением общего механико-электрического к.п.д. всего агрегата.

$$\eta_{м}'' = \frac{N_{01} \cdot 1,36}{N_i} \quad (37)$$

где  $N_{01}$  - мощность на клеммах генератора в кв.

Механический к.п.д. для хороших двигателей быстрого горения /газовых и др./ никогда не бывает ниже 80%, обычные же его значения 80-85% /при полной нагрузке/.

Для двигателей Дизеля механический к.п.д. /считая затрату работы на компрессора за механические потери/ порядка 70-80% при полной нагрузке; на сжатие пульверизирующего воздуха расходуется до 10% индикаторной мощности двигателя Дизеля.

С уменьшением нагрузки механический к.п.д. падает до нуля /при холостом ходе/, что видно из его выражения:

$$\eta_{м} = \frac{N_0}{N_i} = \frac{N_0}{N_0 + P} = \frac{1}{1 + \frac{P}{N_0}}$$

где  $P = N_i - N_0$  - величина механических потерь, почти постоянная при всех нагрузках.

При холостом ходе  $N_0 = 0$  и  $\eta_{м} = \frac{1}{1 + \infty} = 0$ .

На величину механического к.п.д. влияет в сильной степени смазка; при более богатой смазке при прочих равных условиях она выше. При смазке густыми вязкими маслами механический к.п.д. понижается, во этой причине для смазки не следует применять тяжелые масла, особенно для смазки цилиндров вользуясь жидкими,

светлыми сортами цилиндрических масел, только для очень разработанных цилиндров можно применять более густые тяжелые масла.

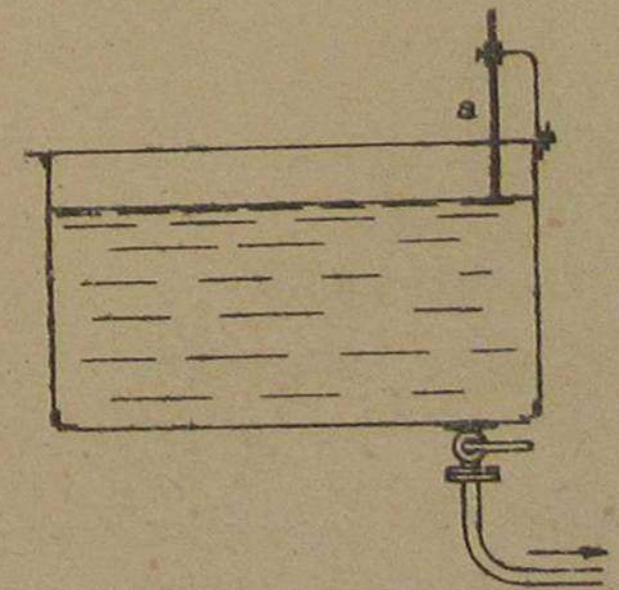
Величина механических потерь, отнесенная к 1 эф. нр-н очевидно

$$V_{м} = \frac{N_i - N_e}{N_e} \text{ нр} \quad \text{или} \\ V_{м} = \frac{N_i - N_e}{N_e} \cdot 632 \text{ саг} \quad (38)$$

## II. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА И ТЕПЛА НА ЕДИНИЦУ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ЖИДКОГО ТОПЛИВА.

Расход топлива на единицу производимой энергии определяется делением полного расхода топлива за время испытания на продолжительность его в часах и на соответствующую развиваемую двигателем мощность.

Расход топлива за время испытания наиболее точно определяется следующим образом. Приделывают /черт. 68/ ствесно иглу а к существующему топливному баку или к баку специально установленному для испытания с не очень большей площадью сечения; в начале испытания наполняют бак топливом настолько, чтобы конец иглы был слегка погружен в нее, после чего прикрывают плотно вентиля на трубах, подводящих топливо к баку, во избежание его утечки. Уровень топлива в баке по мере его расходования падает; момент, когда игла оторвется от поверхности топлива счита-

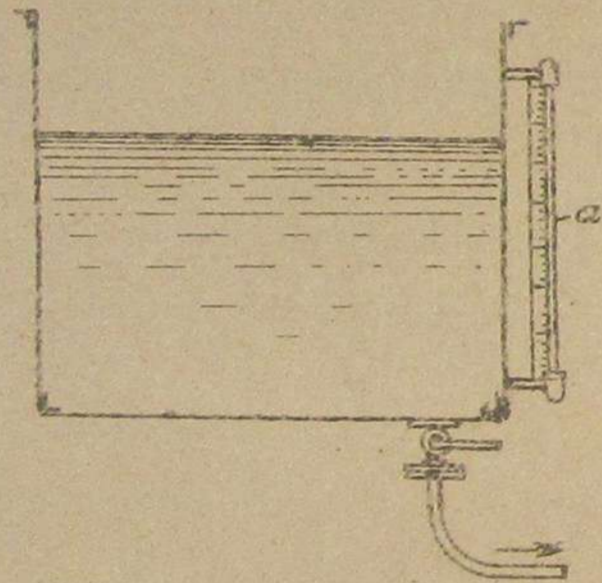


Черт. 68

ется началом испытания. Начиная с этого момента вливает в бак периодически по мере расходования точно взвешенные количества топлива; вливание можно производить небольшими порциями, но в целях контроля предпочтительнее вливать каждый раз одинаковые весовые порции, так как при этом условии при равномерной нагрузке двигателя промежутки времени между двумя следующими друг за другом моментами отделения иглы от поверхности топлива, очевидно, будут равны. Опыт заканчивается в момент, когда игла отделится от поверхности топлива после вливания последней ее порции.

При применении описанного способа измерения расхода топлива продолжительность опыта достаточна 1-1,5 часа.

Менее точно расход топлива определяется с помощью бака /черт. 69/ снабженного стеклом *a*, позволяющим наблюдать за уровнем стояния топлива в баке. Градуировка такого бака производится путем вливания в него определенных весовых количеств топлива, по возможности при температуре близкой к температуре испытания. Для удобства отсчета



Черт. 69

тов при баке правильной формы стекло снабжается шкалой, разделенной на мм; при баках неправильной формы при градуировке на шкале наносятся деления, дающие вес топлива непосредственно в кг.

Если температура опыта отличается от той, при которой произведена градуировка бака, то при точных испытаниях следует вводить поправку на изменение удельного веса топлива в зависимости от изменения температуры.

Для нефти поправку можно ввести зная, что удельный вес ее

изменяется согласно следующей зависимости:

$$\gamma_1 = \gamma [1 + 0,00067(t - t_1)] \dots \dots \dots (39)$$

где  $\gamma_1$  - удельный вес при температуре  $t_1$ ,

$\gamma$  - удельный вес при температуре  $t$ .

Если теплотворная способность топлива /рабочая/  $K \text{ cal/kg}$ , то расход тепла на силу-час определится из выражений:

на 1 эф. нр-н  $e = \frac{B \cdot k}{h \cdot N_e} \dots \dots \dots (40)$

на 1 ил. нр-н  $i = \frac{B \cdot k}{h \cdot N_i} \dots \dots \dots (41)$

на 1 эл. кwh  $g_{кwh} = \frac{B \cdot k}{h \cdot N_{el}} \dots \dots \dots (42)$

в которых  $B$  - полный расход топлива за время испытания,

$h$  - продолжительность испытания в часах,

$N_e, N_i$  и  $N_{el}$  - соответственно эффективная и индикаторная и электрическая мощности во время испытания.

Теплотворная способность топлива должна определяться калориметрическим путем\*).

Расход тепла на 1 эф. нр-н при полной нагрузке:

- для нефтяных и керосиновых двиг. быстр. горения 3000-4500  $\text{cal}$
- для двигателей Дизеля  $\dots \dots \dots$  1800-2100 "
- для спиртовых двигателей  $\dots \dots \dots$  2100-3000 "

С падением нагрузки расход тепла на эф. силу-час возрастает. Более подробно об этом см. Приложения табл. II и III.

## 12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ГАЗА И ТЕПЛА НА ЕДИНИЦУ ЭНЕРГИИ\* ДЛЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.

Здесь Для этого определения необходимо:

а/ измерить расход газа за время испытания.

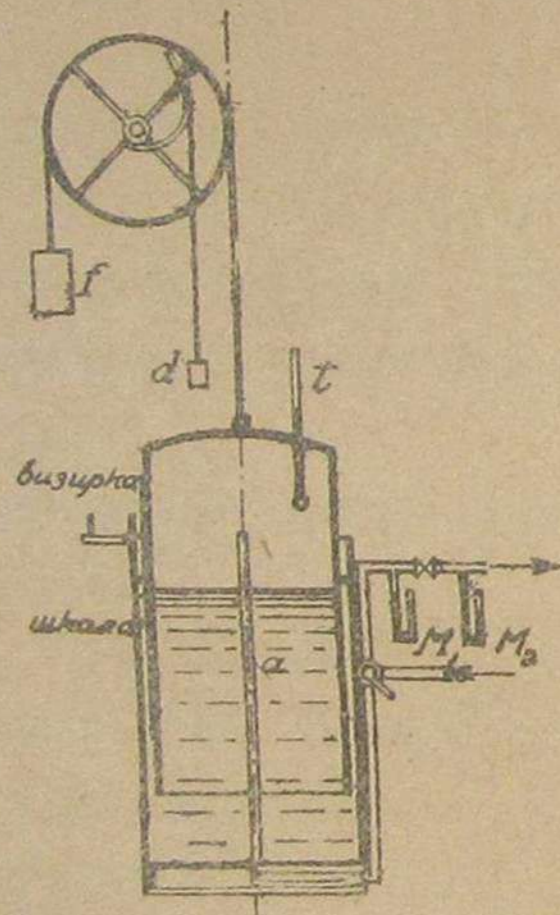
\*Определение теплотворной способности топлива см. БРАРНА "Испытание топлива"

- в/ определить средний состав подводимого к двигателю газа,
- с/ определить теплотворную способность газа.

а/ Измерение расхода газообразного топлива.

Для определения расхода газа за время испытания можно воспользоваться одним из нижеследующих способов.

При испытании машин небольших сравнительно мощностей расход газа определяется с помощью газгольдера, представляющего собой колокол из листового железа, погруженный вверх дном в воду /черт. 70/. Наполнение колокола газом производится через трубку



Черт. 70

ку *a*, при чем колокол поднимается; опораживание колокола производится через ту же трубку. Колоколу обычно придается форма правильного цилиндра, благодаря чему легко определить об'ем газа, отвечающий тому или иному перемещению колокола. / При колоколе неправильной формы об'ем газов, отвечающие различным перемещениям его устанавливаются путем соответствующей градуировки/. Положение колокола отмечается по одной, а при больших газгольдерах по трем шкалам устанавливаемым на боковых стенках колокола.

Для точности измерений во время испытаний необходимо следить за давлением и температурой газа под колоколом. Если к трубке *a* присоединить водяной манометр *M*, то разность уровней воды в нем будет обусловлена разностью давлений под колоколом и атмосферного. Эта разность должна оставаться постоянной при всех положениях колокола. Так как при погружении газгольдера в воду

он будет терять часть своего веса, то оудет падать и давление газа под колоколом, следовательно показание манометра будет изменяться. Для устранения этого подвешивают груз *d* на рычаг с переменным плечом, с помощью которого и уравниваются изменения в весе колокола. Желаемое давление под колоколом достигается изменением величины груза *f*.

Температура воды под колоколом должна быть равна температуре окружающего воздуха, так как иначе могли бы появиться ошибки из-за неправильности определения температуры газа.

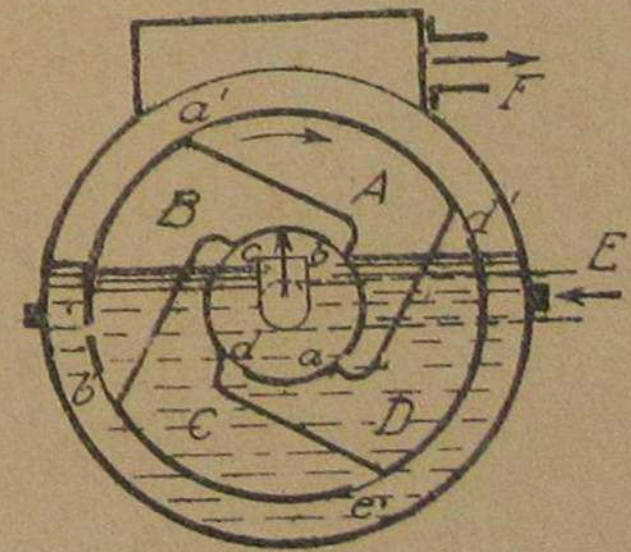
При испытании газомотора приводят его сперва в установившееся состояние, а затем, питая его газом из газгольдера, определяют расход газа за опыт. Конечно опыты подобного рода могут быть только очень непродолжительными. Если имеется 2 газгольдера, то питая двигатель попеременно из обоих газгольдеров, опыт можно вести при достаточных размерах колоколов сколько угодно долго.

При измерении расхода газа с помощью газгольдера необходимо следить за тем, чтобы колокол не подвергался действию солнечных лучей или сильного ветра.

Следующий способ измерения расхода газа заключается в определении его количества с помощью газовых часов. Схема их

приведена на черт. 71. Внутри кожуха помещается барабан с 4-мя отделениями *A, B, C* и *D* каждое из которых имеет входное и выходное отверстие; в прибор до некоторого уровня наливается вода.

Во время работы барабан вращается по часовой стрелке. Газ поступает к прибору по трубе *E* проходя через входные отверстия *a, b, c, d*,



Черт. 71

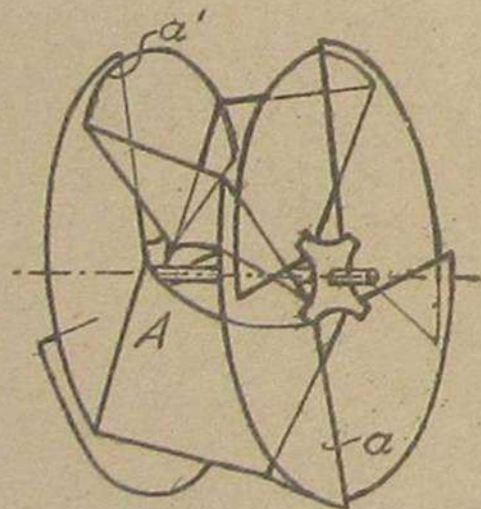
заполняет соответствующие камеры и выходят из их через отверстия  $a_1, b_1, c_1$  и  $d_1$  в трубку  $F$ . При положении барабана указанном на черт. 71 камера  $B$  почти наполнена газом, камера  $C$  только начинает наполняться, камера  $A$  — опорожняется, в камере  $D$  — заканчивается опорожнение. При наличии в приборе достаточного количества воды, ни при одном положении барабана входное и выходное отверстие одной и той же камеры не бывают одновременно открыты, что устраняет возможность протекания газа через прибор без учета. Вращение барабана совершается без приложения посторонней силы, благодаря тому, что давление газа при впуске больше, чем давление его при выпуске, отчего в правой части барабана уровень воды на несколько мм выше уровня в левой его части.

В действительности барабан часов конструируется несколько иначе; отверстия для впуска и выпуска газа располагают в днищах барабана, а цилиндрическая часть его делается глухой; на черт. 72 приведен перспективный вид барабана; действие по существу не отличается от вышеописанного; газ входит в камеру  $A$  через отверстие  $a$  и выходит из нее через отверстие  $a_1$ . Впускная и выпускная щели одной и той же камеры сдвинуты относительно друг друга почти на  $180^\circ$ .

Подобного рода газовые часы изображены на черт. 73 и 74 в разрезе и в переднем виде. Путь газа показан стрелками.

Установка газовых часов производится по уровню, после чего они наполняются водой. Для наполнения в малых часах делаются два отверстия, одно для наполнения их водой; другое для спуска воды. Сняв крышки с обоих отверстий льют воду в одно из них до

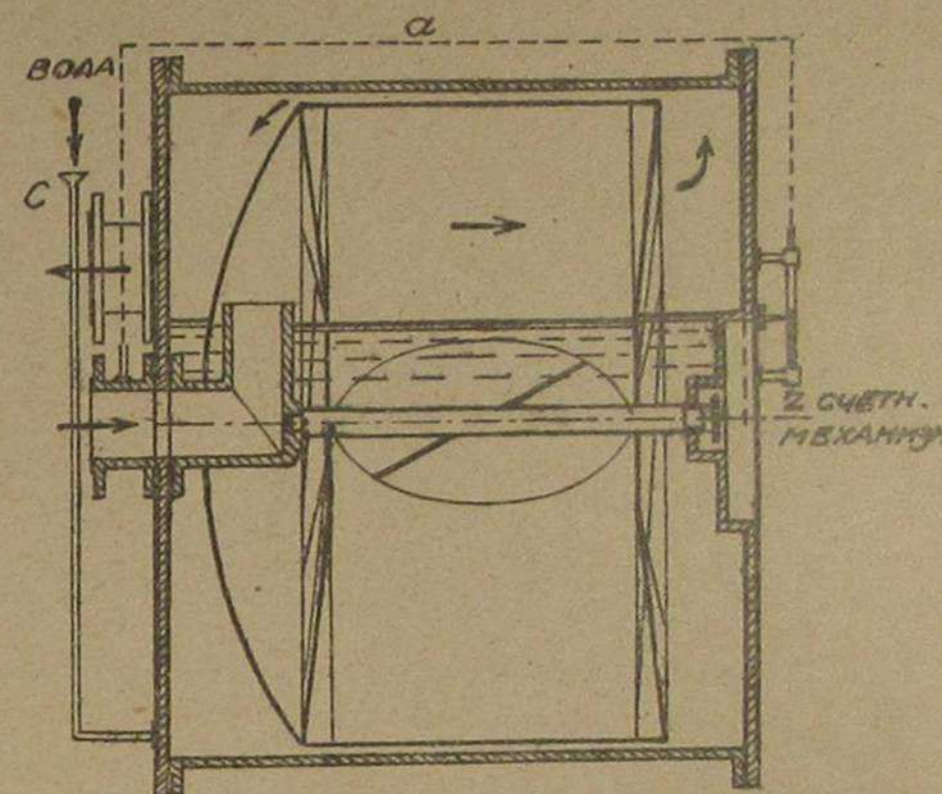
наполняются водой. Для наполнения в малых часах делаются два отверстия, одно для наполнения их водой; другое для спуска воды. Сняв крышки с обоих отверстий льют воду в одно из них до



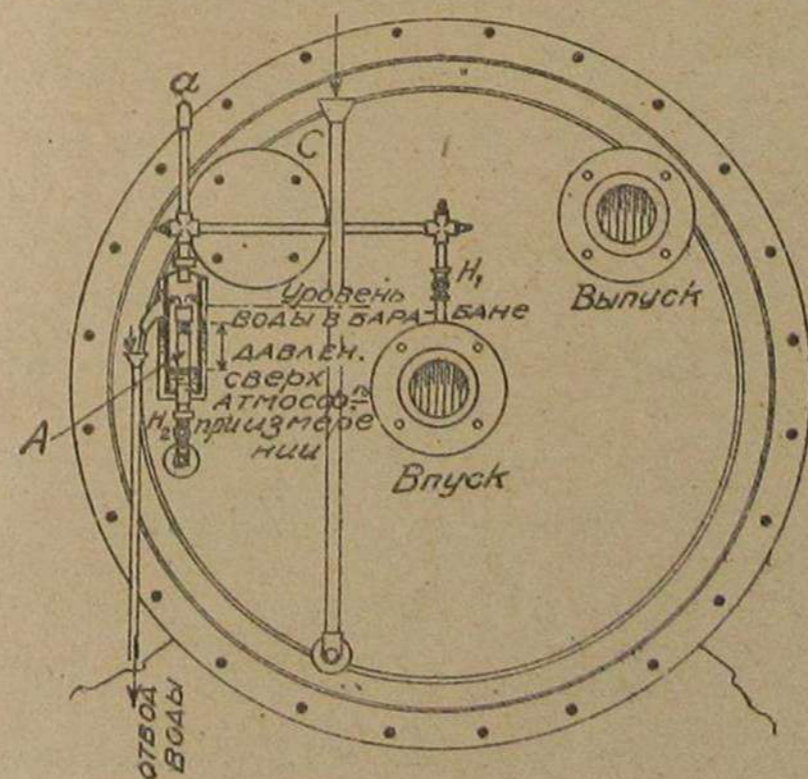
Черт. 72

тех пор пока вода не покажется в другом; дав стечь воде закрывают оба отверстия. Во время работы газ, проходящий через прибор, насыщается водяными парами, отчего количество воды в часах уменьшается. Поэтому всегда перед началом работы необходимо сперва убедиться имеется ли в приборе достаточное количество воды.

В больших газовых часах /черт. 73 и 74/ вода циркулирует непрерывно, поступая в них по трубе  $C$  и вытекая через трубку  $A$  водослива. На трубку  $A$  надет колпак, открытый снизу, к которому



Черт. 73



Черт. 74

сверху подводится трубка  $a$  от впускной трубы; следовательно давление под колпаком такое же как в камерах; поэтому высотой водослива определяется уровень воды в барабане. Стекающая вода образует в нижней части колпака водяной затвор. Во время работы краны  $H_1$  и  $H_2$  должны быть открыты; если бы напр



Кран  $H_1$  был закрыт, то давление под колпаком было бы меньше давления газа при впуске и через трубку  $A$  вытекало бы слишком много воды, а в камерах ее было бы меньше чем следует, что повело бы к неверным показаниям.

При измерении расхода газа с помощью часов необходимо измерять температуру и давление газа в наполняющейся камере в конце периода ее наполнения. Для измерения давления с трубкой  $a$  соединяется водяной манометр; температура газа измеряется в выходной трубе, так как газ в конце периода наполнения имеет обычно температуру воды и прибора; при входе газа температура может быть иная.

Кроме уже указанных приспособлений газовые часы снабжаются водомерными стеклами, дающими уровни стояния воды в барабане и кожухе. Разность уровней их при работе обычно 2-3 мм водяного столба. Число оборотов газовых часов для малых моделей 120 в час, для больших не свыше 80-90 в час. При больших скоростях вращения вода в барабане сильно колеблется, что ведет к ошибкам.

Проверка газовых часов производится путем пропускания через них воздуха из под колокола, при чем последний может быть и небольшого размера. Большие газовые часы калибруются с помощью меньших нормальных газовых часов, устанавливая оба прибора последовательно один за другим и пропуская через них воздух со скоростью допустимой для малых часов. Калибровку следует производить при давлении и температуре с которыми часы будут работать при опыте. Разница в температуре в  $2,73^{\circ}C$  дает ошибку в 1%. Проверку больших часов лучше производить с помощью нескольких газовых часов, включая их параллельно между собой, но последовательно с большими часами.

При испытании двигателей при измерении с помощью газовых часов расхода газа, необходимо считаться с прерывистым потреблением его в такт ходу двигателя, что ведет к сильным колебаниям уровня воды в приборе и неточностям в показаниях его.

Для улучшения условий работы после часов перед двигателем устанавливается регулятор давлений, состоящий из соответственно нагруженного колокола /черт. 75/. Назначение его поддерживать в трубопроводе приблизительно постоянное давление независимо от колебаний его во внешней сети. Регуляторы давления путем надлежащей нагрузки колоколов устанавливаются обычно на давление 15-20 мм водяного столба.

Для сглаживания колебаний давления в подводящей к двигателю трубе во время порывистого всасывания между регулятором давления и двигателем вводится резиновый мешок. При

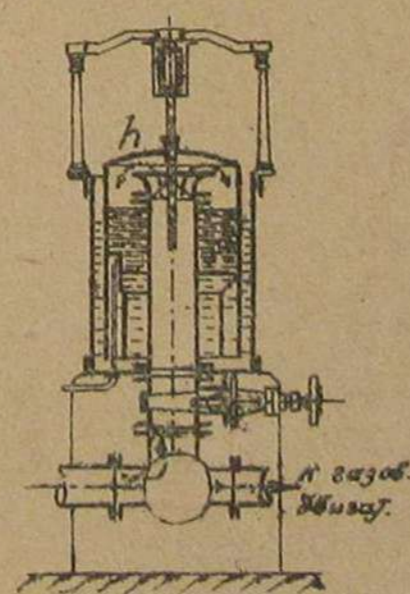
большой мощности двигателя необходима установка нескольких резиновых мешков или достаточных размеров всасывающего колпака.

Регулятор давления для трубопровода с разрежением показан на черт. 75. При всасывающих ходах двигателя колокол понижается; под действием пружины колокол подымается вверх и засасывает газ.

При измерении с помощью газовых часов больших количеств газа ставят на пути его большое количество совершенно одинаковых сопел напр.  $n$ . Газовый поток делится на  $n$  равных частей; все сопла делятся на 2 группы; газ проходящий через первую группу состоящую из  $n-1$  сопел собирается после прохода через них в общую камеру из которой, пройдя через регулирующий орган идет к месту потребления; газ идущий



Черт. 75



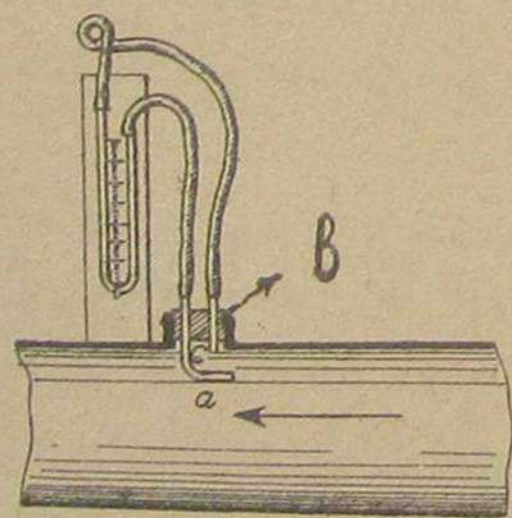
Черт. 76

лий через 1 сопло пропускается через газовые часы, а затем опять соединяется с общим потоком. С помощью дифференциального водяного манометра измеряется разность давлений в трубах позади обеих групп. Регулировкой упомянутого дроссельного органа доводят эту разность до нуля. Общее количество газа равно показанию газовых часов, умноженному на число сопел.

Все вышеописанные приборы для измерения расхода газа хотя и дают точные результаты, но мало пригодны для измерения больших его количеств из-за дороговизны и громоздкости соответствующих устройств. Из других приборов для измерения расхода газа применяются *анемометры*, *пневмометры* и приборы с пропускными отверстиями.

*Анемометры* — существенная часть их состоит из вертушки /крылатки/, устанавливаемой в трубе на пути течения газов, число оборотов которой зависит от скорости течения газа и регистрируется счетным механизмом — весьма чувствительны к загрязнениям и дают неточные результаты при несовсем чистом газе. Поэтому на подробном описании их мы останавливаться не будем.

Главная часть *пневмометра* — трубка *Пито*, позволяющая измерить величину гидродинамического напора газа. В колене /черт. 77/ а имеем сумму гидростатического и гидродинамического напоров, в колене в только гидростатический напор; разность их дает гидродинамический напор  $h$ , зная который легко найти скорость газа в данном сечении



Черт. 77

$$w = \sqrt{2gh} \dots (48)$$

Величина  $h$  вычисляется по показанию водяного

дифференциального манометра, соединенного с трубками а и б. Столб газа высотой  $h$  метр. вызывает давление  $p = h\gamma \text{ кг/см}^2$  или  $\text{мм вод. столба}$ . Если показание водяного манометра  $p \text{ мм вод. столба}$ , то определяя удельный вес  $\gamma$  по давлению и температуре газа легкой найти  $h$ .

При сечении трубы  $F \text{ м}^2$  секундный расход газа

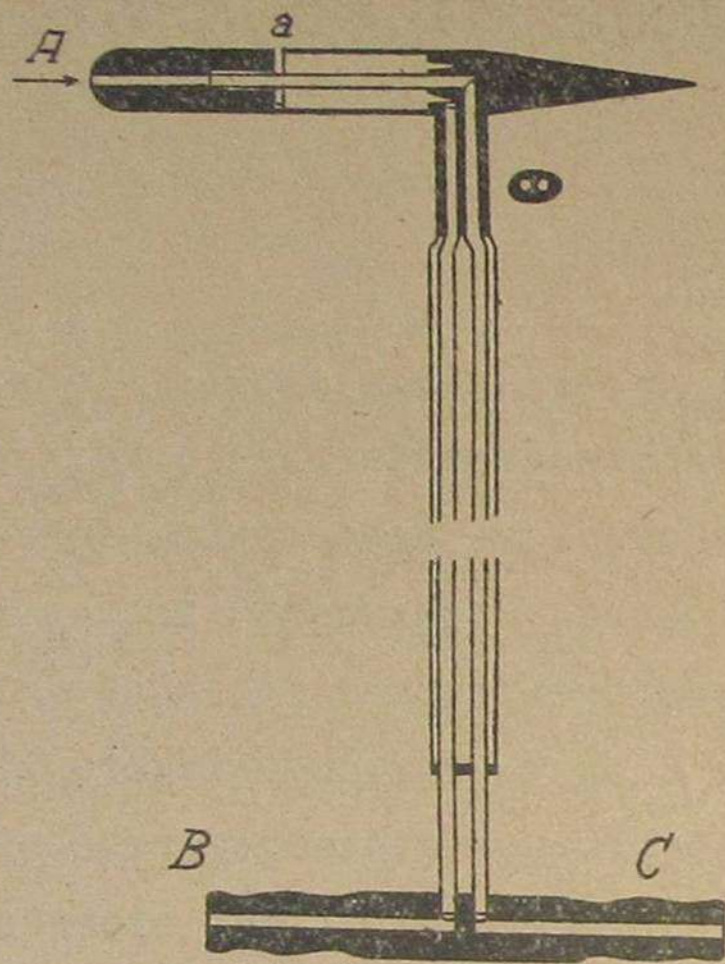
$$V_0 = F \sqrt{2g \cdot \frac{p}{\gamma}} \text{ м}^3/\text{сек} \dots \dots \dots (49)$$

Скорость газа как показывает опыт в различных точках сечения не одинакова; вблизи стенок вследствие трения газа о них скорость меньше. Необходимо поэтому скорость измерять в нескольких точках по сечению трубы; по нормам Германских Инженеров как минимум необходимо определение скорости в ряде точек по двум взаимно-перпендикулярным линиям. В виду сложности такого измерения при грубых испытаниях зачастую ограничиваются измерением скорости в одной точке, но не по оси трубы. Вольное влияние на точность результатов оказывает способ установки трубки. Установка трубки изображенная на черт. 77 неправильна, так как около выступающего конца трубки в статического давления образуются вихри, ведущие к неверным показаниям. Для облегчения правильности установки выработано несколько конструкций трубок, одна из которых /Прандтля/ изображена на черт. 78. Конец А устанавливается против направления течения газов, статическое давление воспринимается через кольцевую щель а в трубке статического давления, окружающей трубку динамического давления. К концам В и С присоединяется дифференциальный манометр.

Пневмометры при пользовании ими дают результаты неточные. Лучшие результаты получаются при пользовании приборами с пропускными отверстиями. Из приборов этого типа для измерений расхода газа применяются:

- 1/ дроссель-шайбы /черт. 80/,
- 2/ сопла /черт. 81/,
- 3/ трубы *Вентури* /черт. 82/.

Измерение расхода газа с помощью дроссель-шайбы. Дроссель-шайба /черт. 79/ изготавливается из котельного железа толщиной 2-3 мм, края в отверстии скашиваются под углом в 45°. Цилиндрическая кромка в отверстии, со стороны из которой притекают газы, делается высотой 0,1 мм.

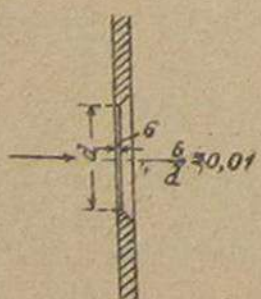


Черт. 78

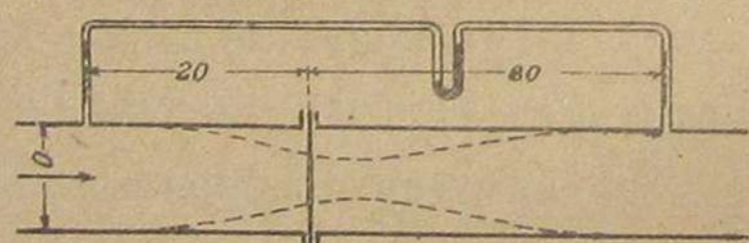
При прохождении газа через шайбу /черт. 80/, вследствие явления сужения струи наиболее узкое сечение будет меньше площади отверстия в шайбе, на некотором расстоянии от плоскости последней. Если площадь отверстия в шайбе  $f_0$  м., а площадь наиболее узкого сечения  $f$ , то отношение:

$$\frac{f}{f_0} = \mu \dots (45)$$

представляет собой коэффициент сжатия струи.

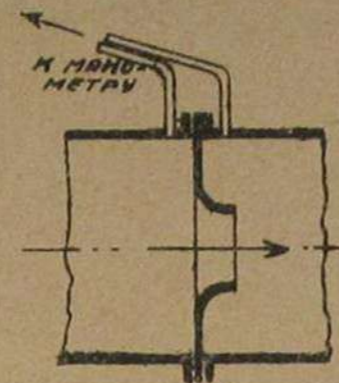


Черт. 79



Черт. 80

Обозначим  $p_1$  и  $\omega_1$  - статич. давл. и скорость газа перед шайбой  
 "  $p$  и  $\omega$  " " " " в узком сечении  
 "  $p_2$  и  $\omega_2$  " " " " после шайбы.



Черт. 91



Черт. 82

По законам гидравлики:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\omega_1^2}{2g} = \frac{p}{\gamma} + \frac{\omega^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\omega_2^2}{2g} + \frac{(\omega - \omega_2)^2}{2g} \dots (46)$$

где  $\frac{(\omega - \omega_2)^2}{2g}$  - потеря на удар при увеличении давления от  $p$  до  $p_2$ .

Пусть  $F_1$  и  $F_2$  - площади сечений трубы до и после шайбы. Так как

$$F_1 \omega_1 = F_2 \omega_2 = f_0 \mu \omega,$$

то

$$\omega_1 = \frac{f_0}{F_1} \mu \omega = m_1 \mu \omega$$

и

$$\omega_2 = \frac{f_0}{F_2} \mu \omega = m_2 \mu \omega$$

где

$$m_1 = \frac{f_0}{F_1} \text{ и } m_2 = \frac{f_0}{F_2}.$$

Подставляя эти значения  $\omega_1$  и  $\omega_2$  в уравнение /46/ получим:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{(m_1 \mu \omega)^2}{2g} = \frac{p}{\gamma} + \frac{\omega^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\omega^2}{2g} [1 - 2\mu m_2 + 2\mu^2 m_2^2] \dots (47)$$

Измерить можно или разность давлений  $p_1$  и  $p$  или разность  $p_1$  или  $p_2$ .

В первом случае трубки для измерений от дифференциального манометра располагаются на расстоянии  $0,05 \frac{D}{m}$  от плоскости шайбы /перед и за ней/ где  $D$  - диаметр трубы. Для этого случая будем иметь выражение скорости:

$$w = \frac{l}{\sqrt{1-m^2\mu^2}} \sqrt{2g \cdot \frac{p_1-p}{\gamma}} \dots \dots \dots (48)$$

Объем газа  $m^3/сек$  определится из выражения:

$$V_c = f_0 \cdot \frac{\mu}{\sqrt{1-m^2\mu^2}} \sqrt{2g \cdot \frac{p_1-p}{\gamma}} m^3/сек \dots \dots \dots (49)$$

Во втором случае трубки от манометра подводят на расстоянии  $2D$  перед шайбой и  $8D$  за ней. При одинаковом сечении трубы до и после шайбы  $m_1 = m_2$ ; скорость и объем выразятся:

$$w = \frac{l}{1-m\mu} \sqrt{2g \cdot \frac{p_1-p_2}{\gamma}} \dots \dots \dots (50)$$

$$V_c = f_0 \cdot \frac{H}{1-m\mu} \sqrt{2g \cdot \frac{p_1-p_2}{\gamma}} m^3/сек \dots \dots \dots (51)$$

Для уменьшения влияния вихрей шайбу надо располагать на прямом участке трубы и иметь /по Brandis'у/ перед ней прямой участок:

- а/ длиной  $4D$ , если шайба стоит за изгибом трубы,
- б/ длиной  $8D$ , если шайба стоит после изменения сечения и иметь за шайбой прямой участок трубы,
- с/ длиной  $3D$ , если шайба стоит перед сужением или изгибом трубы,
- д/ длиной  $6D$ , если шайба стоит перед расширением трубы.

Значения коэффициента сжатия  $\mu$  в зависимости от отношения

площади отверстия в шайбе к сечению трубы приведены в таблице VI.

ТАБЛИЦА VI.

Коэффициент сжатия $\mu$ .			
$m = \frac{f_0}{F_1}$	$m = \frac{d}{D}$	$\mu$ для воды	$\mu$ для воздуха и газа
0,0	0,0	0,615	0,635
0,1	0,316	0,620	0,637
0,2	0,447	0,635	0,642
0,3	0,548	0,650	0,653
0,4	0,632	0,665	0,668
0,5	0,707	0,690	0,689
0,6	0,774	0,735	0,717
0,7	0,836	0,785	0,765
0,8	0,894	0,855	0,808
0,9	0,948	0,925	0,883
1,0	1,000	1,000	1,000

Выведенные формулы справедливы, если падение давления при проходе газа через шайбу незначительно /не выше  $0,05-0,1$  давления газа в трубе/. При большем падении давления уд.веса газа до шайбы и после нее будут различны и выведенные формулы для вычислений непригодны.

Измерение расхода газа с помощью сопла дает более точные результаты по сравнению с измерением с помощью шайбы, но зато устройство сопла \*) гораздо более затруднительно и довольно дорого. Измерение разницы давлений производится непосредственно у фланцев сопла /черт.31/; вычисление расхода газа производит-

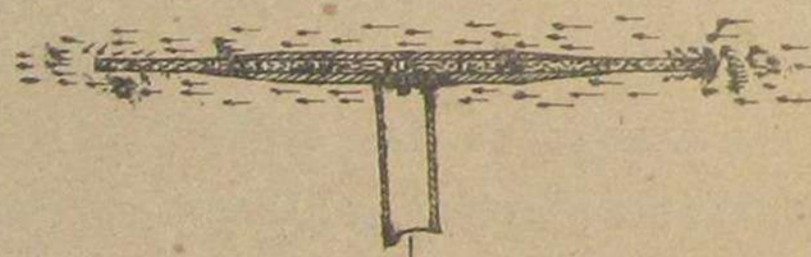
\*) Размеры нормальных измерительных сопел см. ЛОМБАКОВ "Испытание паровых котлов" стр.229, изд.1918 г. См. также правила для определения мощности вентиляторов и компрессоров 1926 г. О-ва Германских Инженеров.

ся по формуле /49/, при чем коэффициент сжатия для сопел принимается  $\mu = 1$ .

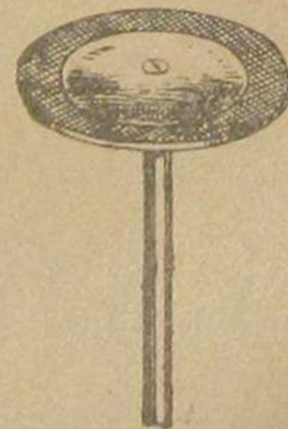
Труба ВЕНТУРИ еще более дорогой и громоздкий прибор. Трубки для измерения присоединяются одна у входного фланца, другая в наиболее узком сечении. Расход газа вычисляется по ф-ле:

$$V_0 = f_0 \frac{C}{\sqrt{1 - m^2}} \sqrt{2g \frac{p_1 - p}{\gamma}} m^3 / \text{сек} \dots \dots \dots (52)$$

где  $C$  постоянная трубы определяется опытом. Приблизительно  $C \approx \gamma$ . При работе с пропускными отверстиями наиболее трудное измерение - определение разности статических давлений. Трубки идущие от дифференциального манометра ни в коем случае не должны выступать из поверхности вдоль которой протекает газ, так как иначе у выступающего конца образуются вихри, что ведет к неверным показаниям. Для получения более точных результатов для измерения статического давления применяют особые коллекторы, один из которых /Нифера/ показан на черт. 83 и 84. Несколько



Черт. 83



Черт. 84

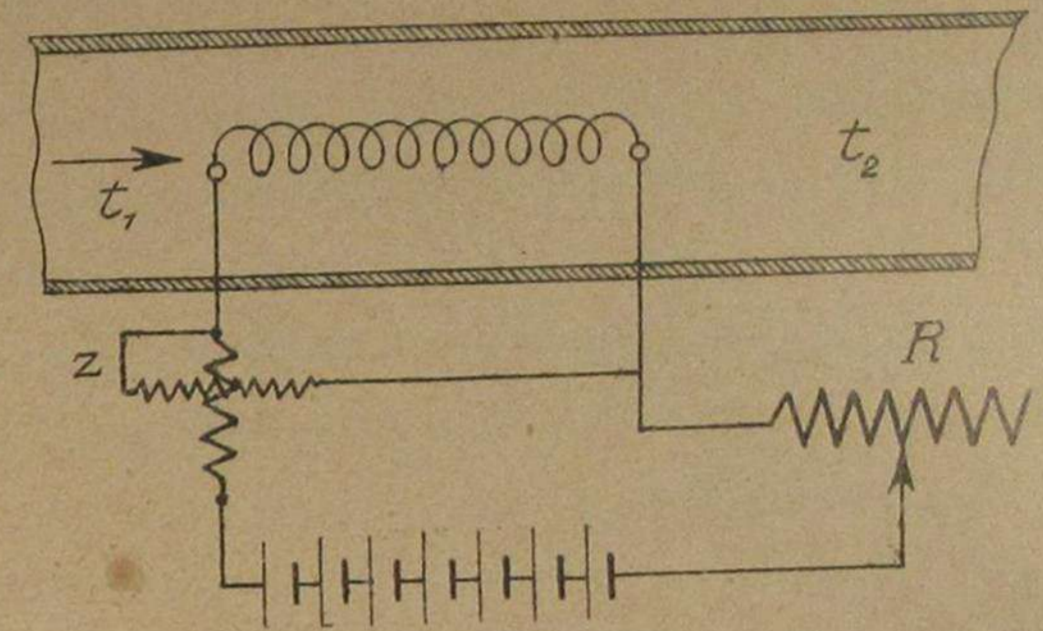
ко тонких медных сеток зажаты между двумя дисками; при ударе о сетки поглощается почти целиком кинетическая энергия газовых частиц, и манометр, соединенный трубками с такими коллекторами дает только разность статических давлений при любых положениях коллекторов.

При работе с пропускными отверстиями и пневмометрами отсчеты по дифференциальному манометру производится периодически че-

рез небольшие промежутки времени /2-5 мин. в зависимости от колебаний в расходе/.

На черт. 85 приведена схема электрического измерителя газа ТОМАСА. Протекающий по трубе газ подогревается спиралью, в свою очередь

нагреваемый током от батареи. При расходе энергии на нагревание протекающего газа в течение какого либо промежутка



Черт. 85

времени  $W$  - ватт-часов, при температуре газа до спирали  $t_1$  и после нее  $t_2$ , расход газа в кг. за тот же промежуток определится из выражения:

$$G_0 = \frac{0,86 \cdot W}{C_p (t_2 - t_1)} \dots \dots \dots (53)$$

где  $C_p$  - теплоемкость газа.

Регулировкой сопротивления  $R$  в цепи батареи поддерживают разность температур  $t_2 - t_1 = \text{Const}$ . В этом случае расход газа

$$G_0 = W \cdot C \text{ кг} \dots \dots \dots (54)$$

где  $C = \frac{0,86}{C_p (t_2 - t_1)}$  - величина постоянная.

Расход энергии на нагрев спирали учитывается с помощью электрического счетчика  $Z$ .

Для измерения разности температур в приборах Томаса применены термометры сопротивления, включаемые в две противоположные ветви моста Витстон. Регулировка силы тока в спирали осуществляется с помощью электрического серво-мотора, действующего под влиянием разности температур до и после спирали.

При всех описанных способах измерения расхода газа объем его получается при температуре и давлении во время опыта. Этот объем необходимо пересчитать на объем при 0°C и 760 мм давления. Если избыток давления газа сверх атмосферного или разрежение газа, измеренное во время опыта с помощью водяного манометра (не дифференциального) составляет  $\pm b'$  мм вод. ст., то пересчитывая на мм рт.ст. получим разность давлений газа и атмосферы во время опыта

$$\frac{\pm b'}{13,6} \text{ мм рт.ст.}$$

где 13,6 удельный вес ртути.

При барометрическом давлении во время опыта  $p$  мм рт.ст., абсолютное давление газа очевидно:

$$p = p \pm \frac{b'}{13,6} \dots \dots \dots (55)$$

Если измеренный объем газа  $Y_g$ , то объем его при 0°C и 760 мм давления

$$Y_0 = Y_g \cdot \frac{273}{273+t} \cdot \frac{p}{760} \dots \dots \dots (56)$$

где  $t$  — температура газа во время измерения.

Определение состава силового газа.

Определение состава силового газа производится с помощью анализаторов. При пользовании приборами этого рода, основанны

ми на принципе поглощения отдельных составных частей газа химическими реактивами, определение состава силового газа производится следующим образом. Определяются содержания в газе углекислоты и тяжелых углеводородов  $C_m H_n$  путем поглощения их едким кали и дымящей серной кислотой, после чего поглощается свободный кислород пирогалловой кислотой (или фосфором); от остатка пробы, который может состоять из  $CO, H_2, CH_4$  и  $N$ , берут в бюретку некоторую часть его, напр.  $г.см^3$  и добавляют к взятой части воздух, засасывая его из атмосферы. Пусть объем смеси, взятой части остатка газа и воздуха  $v.см^3$ . После этого с помощью электрической искры, получаемой от индукционной катушки или каким либо другим способом, производят воспламенение смеси. Охладив продукты горения до начальной температуры, определяют новый объем смеси, по нахождению которого производят поглощение углекислоты, образовавшейся в бюретке при горении смеси и неизрасходованного кислорода, едким кали и пирогалловой кислотой. Водяные пары, образующиеся при горении после охлаждения бюретки, конденсируются, так как проба газа до сжигания была ими насыщена.

Определение содержания в силовом газе отдельных составляющих производится на основании следующих соображений.

Пусть объем взятой пробы газа	100.см <sup>3</sup>
Содержание в газе $CO_2$ определено после 1-го поглощ.	$(CO_2)\%$
" " $C_m H_n$ " " " "	$(C_m H_n)\%$
" " $O_{св.}$ " " " "	$(O_2)\%$

Обозначим для краткости:

$$(CO_2)\% + (O_2)\% + (C_m H_n)\% = S\%$$

Объем остатка очевидно

$$100 - S\% \text{ см}^3.$$

От этого остатка взято  $г.см^3$  и к ним добавлен воздух; если

\*) Состоят главным образом из ацетилена  $C_2H_2$  и этилена  $C_2H_4$ .

объем смеси  $V \text{ см}^3$ , то воздуха введено.

$$V - r \text{ см}^3,$$

а кислорода с ним введено:

$$(V-r)0,209 \text{ см}^3.$$

Если объем смеси после сжигания горючих газов  $(\text{CO}, \text{H}_2 \text{ и } \text{CH}_4)$  получился  $V_1 \text{ см}^3$ , то уменьшение объема:

$$C = V - V_1 \text{ см}^3 \dots \dots \dots (57)$$

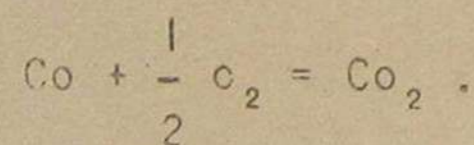
Пусть поглощением после сжигания определено содержание в продуктах горения  $b \text{ см}^3$  углекислоты и  $x \text{ см}^3$  кислорода<sup>\*)</sup>. На горение израсходовано кислорода

$$(V-r)0,209 - x = a \text{ см}^3 \dots \dots \dots (58)$$

По известным величинам  $a$ ,  $b$  и  $c$  надо определить содержание в газах до сжигания  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$  и  $\text{CH}_4$ . Так как неизвестных имеется три, то надо составить 3 уравнения; при составлении их будем исходить из формул реакций горения.

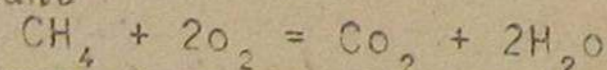
Обозначим содержание водорода в смеси до горения	$t \text{ см}^3$
" " метана " " "	$z \text{ "}$
" " окиси углерода " " "	$y \text{ "}$

1/ При сгорании  $\text{CO}$  в  $\text{CO}_2$  по формуле:



на 1 объем  $\text{CO}$  расходуется половина объема кислорода и получается 1 объем  $\text{CO}_2$  (напр. на  $1 \text{ см}^3 \text{ CO}$  надо  $\frac{1}{2} \text{ см}^3 \text{ O}$  и получается  $1 \text{ см}^3 \text{ CO}_2$ ). Если содержание окиси углерода в смеси  $y \text{ см}^3$ , то на горение необходимо  $\frac{1}{2} \text{ см}^3$  кислорода и получится  $y \text{ см}^3 \text{ CO}_2$ ; в результате горения  $\text{CO}$  объем смеси уменьшится на  $\frac{1}{2} \text{ см}^3$ .

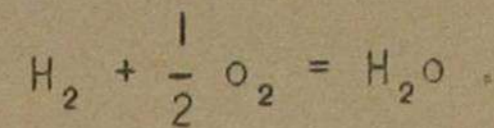
2/ При горении метана



<sup>\*)</sup> Определяются по разности отсчетов по шкале бюретки до поглощения, соответствующего газу и после его поглощения.

на 1 объем его надо 2 объема кислорода и получится 1 объем  $\text{CO}_2$ , так как водяные пары, получившиеся при горении полностью конденсируются. Если содержание метана в смеси до горения  $Z \text{ см}^3$ , то на горение их необходимо  $2Z \text{ см}^3$  кислорода и получится  $Z \text{ см}^3 \text{ CO}_2$ , т.е. в результате горения метана объем смеси уменьшится на  $2Z \text{ см}^3$ .

3/ Горение водорода



На 1 объем надо  $\frac{1}{2}$  объема  $\text{O}$ , при чем образующиеся водяные пары конденсируются. Следовательно, на  $t \text{ см}^3 \text{ H}_2$  надо  $\frac{t}{2} \text{ см}^3$  кислорода, а объем смеси уменьшится на  $1,5 t \text{ см}^3$ .

Полное уменьшение объема смеси:

$$1,5t + 2Z + \frac{y}{2} = V - V_1 = C$$

Это есть первое искомое уравнение.

Содержание в газах  $\text{CO}_2$  после сжигания пусть будет  $b \text{ см}^3$ .  $\text{CO}_2$  получается от сгорания  $\text{CO}$  и  $\text{CH}_4$ . При сгорании  $y \text{ см}^3 \text{ CO}$  получается  $y \text{ см}^3 \text{ CO}_2$ , а при сгорании метана  $Z \text{ см}^3 \text{ CO}_2$ . Отсюда получаем 2-ое уравнение:

$$y + Z = b$$

Так как на горение  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$  и  $\text{H}_2$  израсходовано  $a \text{ см}^3$  кислорода, то третье искомое уравнение будет иметь вид:

$$a = \frac{1}{2} y + 2Z + \frac{1}{2} t$$

Из 1-го и 3-го уравнений получим:

$$t = C - a \dots \dots \dots (5)$$

содержание в смеси водорода до ее горения.

Из 2-го и 3-го уравнений найдем:

$$Z = a - \frac{b + c}{3} \dots \dots \dots (6)$$

содержание в смеси метана и

$$y = \frac{4b - 3a + c}{3} = b - Z \dots \dots \dots (61)$$

содержание в смеси окиси углерода.

Эти количества  $t_{\text{см}^3}$ ,  $Z_{\text{см}^3}$  и  $y_{\text{см}^3}$  содержатся в объеме  $r_{\text{см}^3}$  остатка газа после 1-го поглощения; так как полный объем остатка  $100-S\%$ , то умножая  $t$ ,  $Z$  и  $y$  на

$$\frac{100 - s\%}{r},$$

получим содержания  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$  и  $\text{H}_2$  в забранной пробе газа:

$$(\text{CO})\% = y \cdot \frac{100 - s\%}{r} \dots \dots \dots (62)$$

$$(\text{CH}_4)\% = Z \cdot \frac{100 - s\%}{r} \dots \dots \dots (63)$$

$$(\text{H}_2)\% = t \cdot \frac{100 - s\%}{r} \dots \dots \dots (64)$$

Содержание азота в газе определяется как остаток до 100%

$$(\text{N}_2)\% = 100 - [(\text{CO}_2) + (\text{C}_2) + (\text{C}_m\text{H}_n) + (\text{CO}) + (\text{CH}_4) + (\text{H}_2)] \dots \dots (65)$$

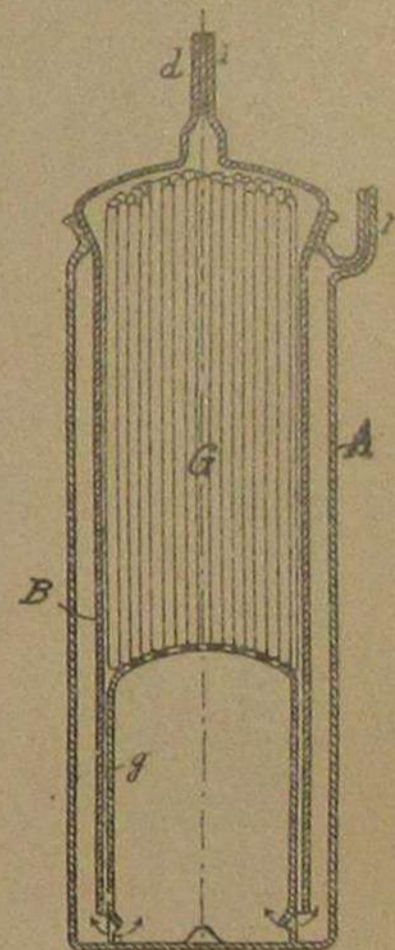
Ниже приводится описание одного из приборов, применяющихся для исследования силового газа.

**Анализатор ДЕЙТЦ.** Наиболее существенные части его - 4 сосуда для поглощения газов, наполненные соответствующими реактивами, установленные на вращающейся крестовине и измерительная бкретка в которую забирается газ.

На черт.86 изображен сосуд для реактива. Он состоит из двух частей-наружной А и внутренней В; на дно наружной части установлен колокол С с отверстиями в верхней его стен-

ке, пространство над колоколом заполнено стеклянными трубками /для увеличения поверхности соприкосновения газа с реактивом/ К внутренней части В сверху припаян капилляр d, на который надевается короткая резиновая трубка с зажимом. Все 4 сосуда имеют одинаковое устройство. Первый из них наполняется раствором едкого кали и служит для поглощения  $\text{CO}_2$ ; второй наполняется дымящей серной кислотой и служит для поглощения тяжелых углеводородов; третий служит для поглощения кислорода и заполняется смесью растворов пирогалловой кислоты с едким кали /или палочками твердого фосфора с заливкой водой; операция наполнения фосфором должна производиться под водой/ Четвертый сосуд наполняется раствором поваренной соли; назначение его будет указано ниже.

Для зарядки сосуда реактивом вынимают часть В и держа ее открытым концом вверх, наполняют сначала стеклянными трубками /или палочками фосфора, если сосуд служит для поглощения  $\text{O}_2$ /, а затем погружают в нее колокол С. После этого, зажав резиновую трубку, идущую от капилляра d наливают в В соответствующий реактив; надев затем на В наружную часть А, осторожно переворачивают сосуд в нормальное положение; через трубку  $\tau$  добавляют еще столько реактива, чтобы при наполнении В до верхнего края капилляра, нижний срез ее был примерно на 15мм ниже уровня жидкости в А.

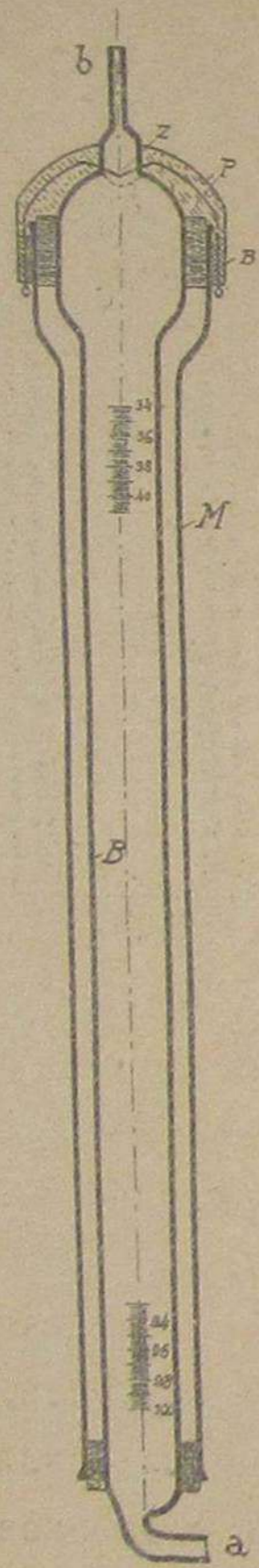


черт. 86

Измерительная бкретка изображена на черт.87. Она состоит из двух частей: внутренней, снабженной делениями, и наружной, окружающей первую; пространство между ними заполняется водой. В верхнюю часть внутренней трубки впаиваны 2 платиновые проволоки, образующие внутри трубки искровой промежуток; другие концы проволок выведены наружу и служат для присоединения ин-



дукционной катушки; конец а шпиретки с помощью резиновой трубки с зажимом соединяется с банкой, заполненной раствором поваренной соли или подкисленной водой; на конец б одевается короткая толстостенная резиновая трубка с зажимом. Соединение бюретки с сосудами выполняется с помощью П-образной тонкой стеклянной трубки, вставляемой одним концом в резиновую трубку бюретки, а другим в такую же трубку сосуда с реактивом, как это показано на черт. 88, где прибор изображен в собранном виде.



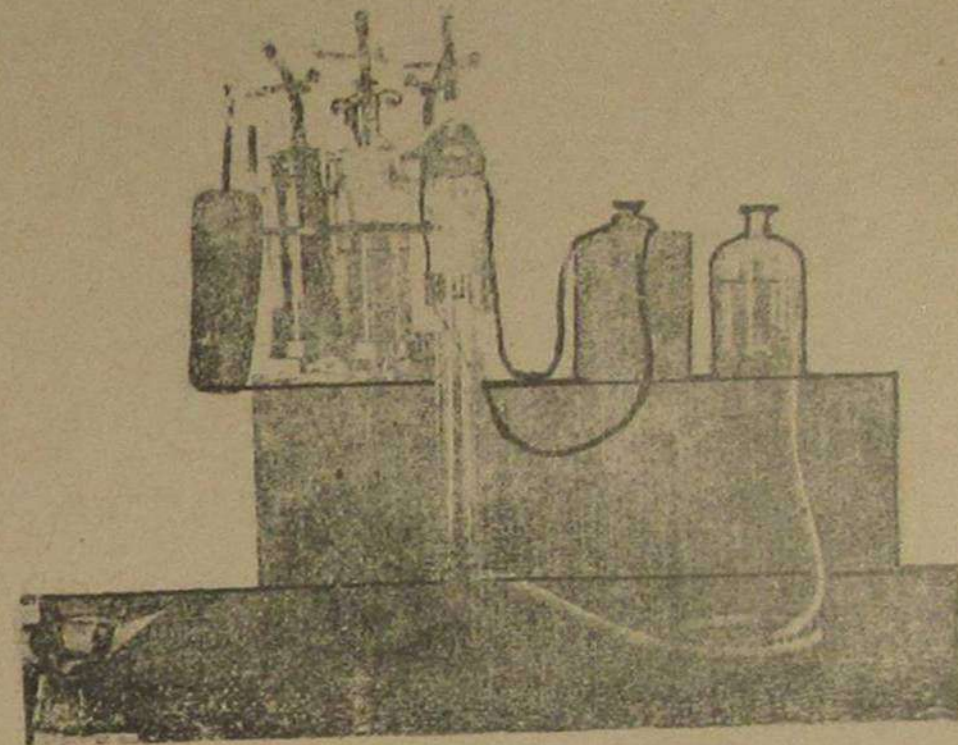
Черт. 87

Забор пробы в шпиретку, перегонка газа из шпиретки в сосуды и обратно производится совершенно также, как при анализе дымовых газов прибором (Орса\*), путем установки на разные высоты банки с подкисленной водой, соединенной с нижней частью шпиретки.

Перед взятием пробы производится предварительно промывка шпиретки исследуемым газом, для чего забирают его из газо-провода в шпиретку и выталкивают затем в атмосферу; для этой цели шпиретка соединяется с газо-проводом через тройник или трехходовой кран.

Взяв трубку /100 см<sup>3</sup> при атмосферном давлении/, поглощают углекислоту и тяжелые углеводорода едким кали и серной кислотой. Перед поглощением свободного кислорода остаток газа после поглощения тяжелых углеводородов полезно перегнать снова в сосуд с едким кали для удаления паров H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>. Произведя поглощение кислорода, оставляют в шпиретке примерно 35-40 см<sup>3</sup> остатка газа, а все остальное перегоняют в сосуд с поваренной солью или выталкивают в атмосферу. К оставленной в шпиретке части остатка добавляют воздух, засасывая его из атмосферы, переме-

шивают засосанный воздух с остатком газа, перебирачивая несколько раз бюретку и наконец, определив объем смеси, производят ее воспламенение с помощью искры от индукционной катушки. По охлаждении продуктов горения, определяют их объем, а затем поглощают углекислоту, образовавшуюся при горении в бюретке и неизрасходованный кислород едким кали и пирогалловой кислотой.



Черт. 88

Если анализ удачен, то остатки газа из бюретки и из сосуда с поваренной солью улетаются в атмосферу. В случае неудачи, производят по вышеописанному повторное сжигание, пользуясь при этом частью остатка газа в сосуде с поваренной солью.

Если газ настолько беден, что неспособен воспламеняться от электрической искры, то сжигание производят, пользуясь кварцевой трубочкой /черт. 89/, наполненной платинированным асбестом; пламенем горелки трубка раскаляется до красна и газ медленно перегоняется по ней раза 3-4 из бюретки в сосуд с поваренной солью и обратно. Конечно, в таких случаях излишек газа перед сжиганием не перегоняется для сохранения в сосуд с поваренной солью, а выпускается в атмосферу.

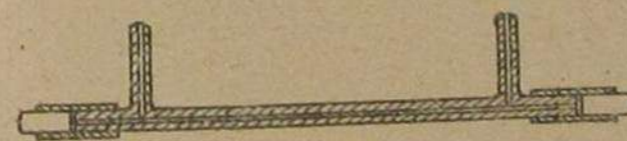


Рис. 89

Более удобен при работе видоизмененный прибор Орса, снабженный 4-мя обычного вида сифонами для наполнения соответствующими реактивами и приспособлением для сжигания горючих газов

\* ) См. при ДЕТВЛИН, Г. И. Технический контроль работы паровых котлов - 1928 г.

Анализ силового газа с его помощью производится также как указано выше.

Определение теплотворной способности силового газа.

Если известен состав силового газа, то нижний предел теплотворной способности  $1 \text{ м}^3$  газа при температуре  $0^\circ\text{C}$  и давлении  $760 \text{ мм}$  рт.столба можно найти вычислением по формуле:

$$K = 25,8(\text{H}_2)\% + 30,6(\text{CO})\% + 85,3(\text{CH}_4)\% + 140(\text{C}_m\text{H}_n)\% \dots (66)$$

где  $(\text{H}_2)$ ,  $(\text{CO})$ ,  $(\text{CH}_4)$  и  $(\text{C}_m\text{H}_n)$  содержания в силовом газе в % по объему соответственно водорода, окиси углерода, метана и тяжелых углеродов. Предпочтительнее теплотворную способность газа определять калориметрическим путем, сжигая его в калориметре Льюиса).

На касаясь в настоящем описания прибора и хода опыта при определении с его помощью теплотворной способности газа\*\*) заметим, что калориметр Льюиса дает возможность определить теплотворную способность газа при условиях опыта, т.е. при барометрическом давлении  $p$  во время опыта и температуре  $t$  окружающего воздуха.

Если нижний предел теплотворной способности  $1 \text{ м}^3$  газа при условиях опыт  $K_1 \text{ с.г.}$ , то его значение при температуре  $0^\circ\text{C}$  и давлении  $760 \text{ мм}$  рт.столба находится вычислением по формуле:

$$K = K_1 \cdot \frac{760}{p} \cdot \frac{273+t}{273} \dots (67)$$

\*) В последнее время выпущен также, более удобный в работе, судя по отчету о его испытании, аппарат "Норве" инж. Кнорре и Зикина.

\*\*) См. БРАГИЯ "Испытание топлива" стр. 66, изд. 1926 г.

Согласно „Правил Германских Инженеров“ для испытания двигателей внутреннего сгорания и газогенераторов, определение теплотворной способности газа следует производить калориметрически и возможно чаще в течение опыта; горелка калориметра должна питаться газом из газопровода по возможности непрерывно. При испытании газосасывающих установок для подачи газа к горелке калориметра из трубопроводов с разрежением применяется небольшой вентилятор.

Если почему либо нельзя произвести определение теплотворной способности во время испытания, то необходимо забрать в особый сосуд/по прав.Герм.Инж./не меньше  $300 \text{ л.г.}$  газа, чтобы иметь достаточное его количество для приведения калориметра в тепловое равновесие и вместе с тем, чтобы осталось не меньше  $100 \text{ л.г.}$  газа для двух следующих друг за другом определений теплотворной способности; забор пробы газа самое лучшее производить в течение всего опыта.

Зная полное количество газа, потребленное двигателем за время испытания, и теплотворную способность газа, нетрудно определить расход теплоты на единицу энергии/ $1 \text{ э. н.р.}$ ,  $1 \text{ л. н.р.}$  или  $1 \text{ э. к.н.р.}$ .

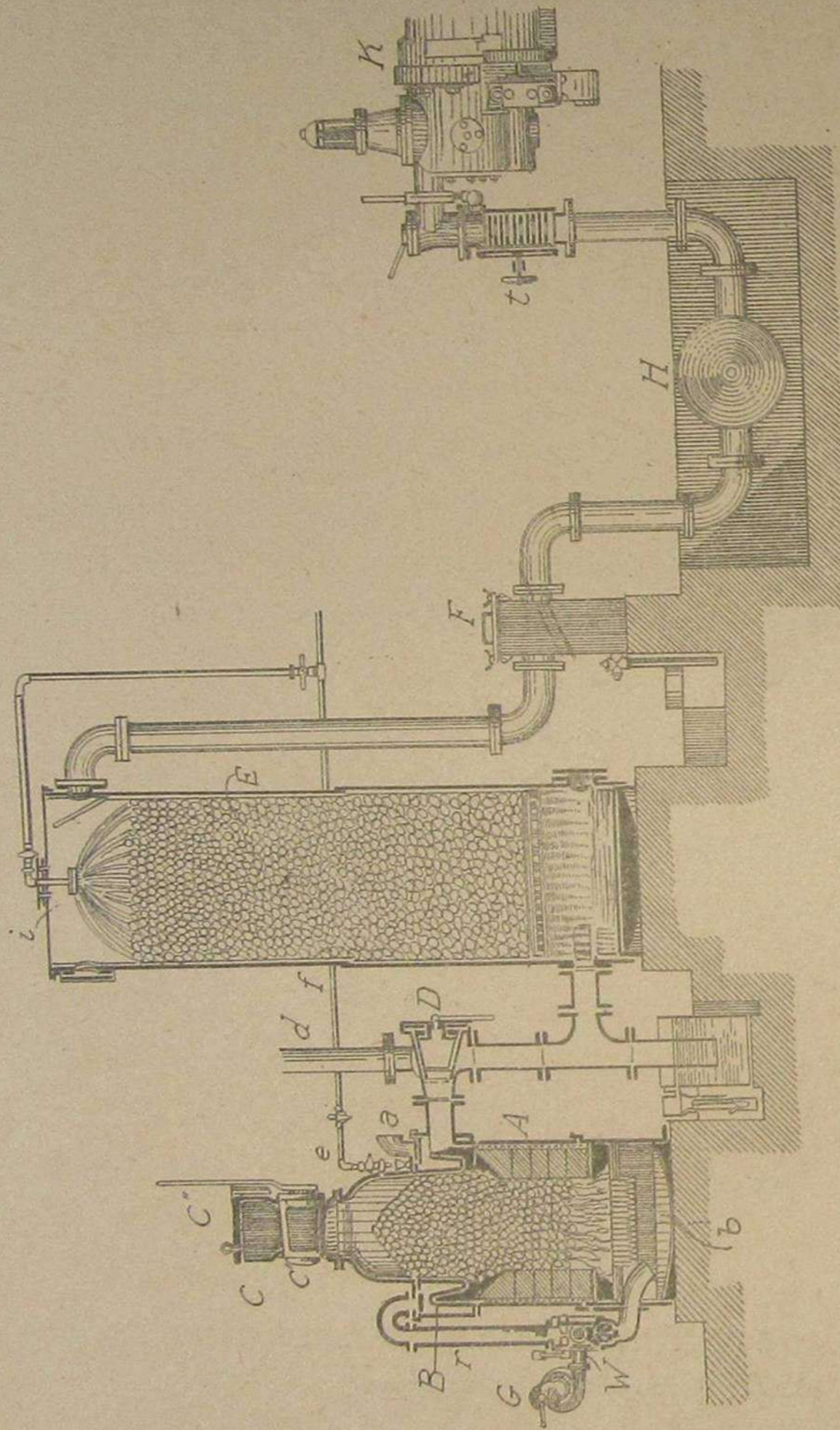
Расход теплоты на эф.силу-час для двигателей работающих на генераторном газе . . . . . 2300-2900 с.г.  
 светильном газе . . . . . 2100-2500 с.г.  
 при полной нагрузке.

**13. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБЛЕНИЯ ГАЗА ДВИГАТЕЛЕМ ПУТЕМ РАСЧЕТА К. П. Д. И БАЛАНС ТЕПЛА ГАЗОГЕНЕРАТОРА.**

Указанный в заголовке настоящего параграфа способ определения расхода газа часто применяется при испытании газовых двигателей, работающих на генераторном газе, и особенно при испытаниях газосасывающих установок /черт.90/, так как в этих случа-

ях определение расхода газа путем непосредственного измере -

ГАЗОВСАСЫВАЮЩАЯ УСТАНОВКА ЗАВ. ДЕЙТЦ



*А - генератор, В - кольцевой испаритель, С - загрузочная воронка, С' - нижний забор (кран), С'' - верхний забор, D - трехходовой кран, d - труба в атмосферу, G - вентилятор для раздувки (при растопке); г - труба, подводящая пар и воздух под решетку из испарителя а - отверстие для ввода воздуха в испаритель ef - трубка, подводящая воду к испарителю. W - трехходовой клапан, б - зольник, E - ситрубер, i - разбрызгиватель воды для промывки газа. F - конденсатор. H - газобый горшок, T - солоотделитель. K - клапанная коробка двигателя.*

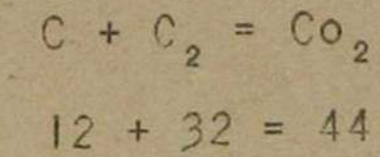
черт. 90

ния его количества еще более затруднительно, в виду наличия разрежения в газопроводах.

Для вычисления количества газа, полученного от газогенератора, необходимо иметь данные об элементарном составе топлива, загруженного в шахту генератора, о расходе его за время испытания и знать состав генераторного газа; расчет производится на основании следующих соображений.

В результате процессов, происходящих в шахте генератора, углерод топлива образует с кислородом и водородом 4 соединения: углекислоту, окись углерода, метан и тяжелые углеводороды; количество последних в генераторном газе обычно не велико, чаще имеются только лишь следы их, поэтому в первом приближении содержанием их в газе можно пренебречь.

При горении углерода в углекислоту по реакции:



на 1 кг углерода получается 3,67 кг  $Co_2$  или

$$\frac{3,67}{1,97} = 1,86 \text{ м}^3 \left( \frac{0^{\circ}}{760} \right) Co_2$$

где 1,97 - удельный вес  $Co_2$  при  $\left( \frac{0^{\circ}}{760} \right)$ .

Совершенно также, исходя из реакций образования из углерода  $Co$  и  $CH_4$  изная, что удельный вес окиси углерода 1,25 при  $\left( \frac{0^{\circ}}{760} \right)$ , а для метана при тех же условиях 0,715, найдем, что на 1 кг C образуется  $1,86 \text{ м}^3 \left( \frac{0^{\circ}}{760} \right)$  окиси углерода или метана.

Если в топливе, загруженном в генератор содержалось C% углерода, то на 1 кг топлива в результате генераторного процесса должно получиться:

$$1,86 \cdot \frac{C\%}{100} \text{ м}^3 \left( \frac{0^{\circ}}{760} \right)$$

углекислоты, окиси углерода и метана.

Пусть анализом генераторного газа определено содержание в нем в процентах по об'ему:

углекислоты . . . . . (Co<sub>2</sub>) %  
 окиси углерода . . . . . (Co) %  
 метана . . . . . (CH<sub>4</sub>) %

Об'ем V<sub>0</sub> газа, полученного из 1 кг твердого топлива, найдем составив пропорцию.

$$1,86 \cdot \frac{C\%}{100} : V_0 = [(Co_2) + (Co) + (CH_4)]\% : 100$$

из которой

$$V_0 = 1,86 \frac{C\%}{[(Co_2) + (Co) + (CH_4)]\%} \cdot \left(\frac{0^0}{760}\right) \dots (68)$$

Если часовой расход твердого топлива B<sub>кг</sub>, то количество газа, полученное от газогенератора в час:

$$G_0 = V_0 \cdot B \cdot \left(\frac{0^0}{760}\right) \dots (69)$$

Перед началом испытания генератор со всеми его вспомогательными устройствами очищается, исследуется в отношении плотности всех его соединений и вообще приводится в полный порядок. После этого генератор должен проработать один или несколько дней при условиях будущего испытания, т.е. с той же нагрузкой, как при испытании на том же топливе, при той же высоте слоя топлива в шахте и пр.; для приведения его в установившееся тепло-вое состояние.

За несколько минут до начала испытания производится очистка генератора и зольника от шлаков и золы, а затем шахта его заполняется топливом до какого-либо определенного уровня, напр. до верхнего канта загрузочной воронки; момент окончания загрузки принимается за начало испытания. Считая с этого момента и до конца испытания, все топливо, загружаемое в генератор, предварительно

взвешивается; загрузку самое лучшее производить небольшими порциями через равные промежутки времени, так как при этом условии толщина слоя топлива в шахте будет приблизительно одна и та же во все время испытания. Во время опыта производится отбор пробы топлива для последующего его исследования, с целью определения элементарного состава и теплотворной способности; составление пробы производится по общим правилам путем взятия от каждой взвешиваемой порции по лопате топлива. Через небольшие промежутки времени /20 мин./ производится анализ генераторного газа по методу, указанному в предыдущем параграфе; забор газа для анализа производится из трубопровода позади газового горшка. По истечении времени испытания двигатель останавливается, генератор газа по возможности быстро отшлаковывается и очищается от золы, и вслед за этим производится загрузка шахты топливом до начального уровня, при чем топливо, израсходованное на последнюю загрузку, причисляется к общему его расходу за время испытания; небольшим количеством газа, теряющимся в период от начала последней очистки от шлаков и до заполнения шахты топливом до начального уровня, пренебрегают.

*ПРИМЕЧАНИЕ: Правила Германских Инженеров для исследования газогенераторов рекомендуют отшлакование производить за полчаса до начала и за полчаса до окончания испытания, но такой порядок очистки от шлаков возможен в очень редких случаях, так как во время отшлакования весьма трудно поддержать ту же мощность генератора, как во время всего испытаний.*

Количество золы и шлаков за время испытания определяется путем их взвешивания, и от них берется проба для исследования на содержание в них углерода. Определение содержания последнего в шлаках наиболее просто производится путем выжигания в тигельке; помещают в фарфоровый тигелек 1,5 - 2 г. шлаков и подвергают их накаливанию пламенем горелки в течение 5-6 часов; по разности начального веса образца и веса остатка после выжигания, находят количество углерода \*) во взятом для выжигания образце; зная его и общий вес шлаков, нетрудно найти рас-

\*) См. ПЕТЕЛИЯ, П. И. Технический контроль работы паровых котлов, изд. 1926 г., стр. 21

четом потерю углерода  $C_m$  на  $1 \text{ кг}$  сожженного топлива.

При вычислении объема газа, получившегося из  $1 \text{ кг}$  топлива, по формуле /68/ в нее подставляется:

$$C\% = (C_a - C_m) 100, \text{ где } \dots \dots \dots (70)$$

$C_a$  - содержание в  $\text{кг}$  /не в %/ углерода в  $1 \text{ кг}$  топлива /определяется элементарным анализом/.

Продолжительность испытания согласно правил Германских Инженеров должна быть не меньше 8 часов.

В случае, когда одновременно с испытанием газового двигателя производится испытание самого газогенератора, кроме вышеупомянутых измерений, производят еще определение средней температуры газа по выходе из шахты, средней температуры газа после всех вспомогательных устройств /перед двигателем/, измеряют количество воды, расходуемое в скруббере на промывку газа /путем взвешивания воды или измерением ее объема с помощью градуированных баков/, средние температуры воды до скруббера и после него, расход воды на производство газа<sup>\*</sup> /измеряется количество воды, подаваемой в испаритель и излишек ее, вытекающий из зольника газогенератора/, и, наконец, определяют сопротивления в отдельных аппаратах установки путем измерения величин разрежений после генератора, скруббера, конденсатора и перед двигателем с помощью водяного манометра.

Имея эти дополнительные данные, легко определить к.п.д. газогенератора и составить баланс тепла для всей установки. Если средний часовой расход твердого топлива при испытании был  $B \text{ кг/ч}$ , с теплотворной способностью /рабочей/  $H \text{ кал}$ , количество газа на  $1 \text{ кг}$  твердого топлива  $V_0 \text{ м}^3 \left(\frac{0^0}{760}\right)$  и теплотворная способность его /рабочая/  $K \text{ кал/м}^3 \left(\frac{0^0}{760}\right)$ , то отношение

$$\eta_2 = \frac{B \cdot V_0 \cdot K}{B \cdot H} = \frac{V_0 \cdot K}{H} \dots \dots \dots (71)$$

<sup>\*</sup> Расход воды на производство газа для установок, работающих на коксе и антраците 0,6-1,2 кг на кг топлива; установки, работающие на сортах топлива с влажностью выше 15%, не требуют воды для производства газа/с/м. также парагр. 21/.

представит к.п.д. газогенератора со всеми вспомогательными устройствами /скруббер, конденсатор, смолоотделитель и пр/.

Потери при выработке газа можно разбить на 2 главных категории:

- 1/ потери тепла во вспомогательных устройствах /главным образом в скруббере при промывке/
- 2/ потери тепла в самом газогенераторе.

Потери во вспомогательных устройствах обусловлены охлаждением газа при его промывке и течении по трубам и могут быть определены двумя способами. Зная температуру  $T_r$  газа по выходе из шахты генератора и температуру  $t$  его перед двигателем/последняя приблизительно равна температуре окружающего воздуха/, найдем величину первой из указанных потерь вычислением по формуле:

$$v_1 = 0,32V_0(T_r - t) \dots \dots \dots (72)$$

где 0,32 - средняя теплоемкость  $1 \text{ м}^3$  газа. Выражение /72/ дает потерю на  $1 \text{ кг}$  израсходованного твердого топлива. При более точном вычислении величины этой потери в формулу /72/ вместо 0,32 надо подставить среднюю теплоемкость  $C_v$  газа, определенную из выражения:

$$C_v = \frac{C'_v(\text{CO}_2)\% + C''_v(\text{CH}_4)\% + C'''_v[100 - (\text{CO}_2)\% - (\text{CH}_4)\%]}{100} \dots (73)$$

где  $C'_v$ ,  $C''_v$  и  $C'''_v$  средние теплоемкости  $1 \text{ м}^3 \left(\frac{0}{760}\right)$  между температур  $T_r$  и  $t$  соответственно углекислоты, метана и всех остальных газов находятся по таблицам /приложения, табл. VI/.

Если известен часовой расход воды на промывку газа в скруббере и температуры воды  $t_1$  и  $t_2$  при входе и выходе из скруббера, то ту же потерю  $v_1$  можно определить из выражения:

$$v_1 = \frac{M}{E}(t_2 - t_1) \dots \dots \dots (74)$$

где  $B$  - часовой расход твердого топлива в  $\text{кг}$ .

Рекомендуется с целью контроля определение потери  $v_1$  произво-

дить обоими указанными способами, так как при более или менее точных измерениях результаты вычислений  $v_1$  по формулам /72/ и /74/ не должны сильно расходиться; надо заметить однако, что полного тождества между этими двумя цифрами не может быть, так как газы в скруббере насыщаются водяными парами, на нагрев воды до температуры газов и на испарение затрачивается некоторое количество тепла, которое заимствуется от газов, но не учитывается формулой /72/. Формула /74/ учитывает все количество тепла, затраченное на нагрев воды в скруббере от температуры  $t_1$  до  $t_2$ , но не учитывает тепла, затраченного на испарения воды\*) /скрытой теплоты испарения/ и не включает в себе потерь тепла вследствие охлаждения газов в остальных вспомогательных устройствах.

Величина потери  $v_1$  обычно порядка 1,5-2% от тепла введенного в шахту с топливом.

Расход очищаемой воды составляет обычно 5-7 литр. на  $1 \text{ м}^3$  ( $\frac{0}{760}$ ) газа.

Отношение

$$\eta_r' = \frac{V_0 k + v_1}{N} \dots \dots \dots (71')$$

представляет очевидно к.п.д. собственно газогенератора.

Потери в самом газогенераторе складываются из потерь тепла в шлаках и потерь тепла шахтой в окружающее пространство, вследствие несовершенства процесса, неточностей в измерениях и пр. Если найдена потеря углерода  $C_m$  в шлаках на  $1 \text{ кг}$  израсходованного твердого топлива, то соответствующая потеря тепла определится из выражения:

$$v_2 = 8100 \cdot C_m \dots \dots \dots (75)$$

\*) Расход тепла на испарение воды можно учесть, если определить по таблицам какое количество водяных паров насыщает  $1 \text{ м}^3$  газа при имеющихся  $p$ -ре газом и давлении. По количеству водяных паров определяется тепло, потраченное на испарение. Так как эта величина при обычных значениях для  $t=15-25$  /ке влажность, ее можно не определять непосредственно относясь в невязку баланса.

где 8100 - теплотворная способность углерода.

Потери кладки шахты и пр. определяются как остаточный член баланса

$$\delta = N - V_0 k - V_1 - V_2 \dots \dots \dots /76/$$

Иногда в остаток  $\delta$  относят и потери в шлаках.

Когда производится одновременно испытание газогенератора и двигателя, то баланс тепла газогенератора составляется не на  $1 \text{ кг}$  топлива /выражение 76/, а на 1 эф.силу-час двигателя. Если  $e' = \frac{B}{N_0}$  расход твердого топлива на 1 эф.силу-час, то очевидно

$$Ne' = e' V_0 k + e' V_1 + e' V_2 + \delta' \dots \dots \dots /76'/$$

представит собой уравнение соответствующего баланса тепла, причем  $\delta'$  - его остаточный член.

В протоколе испытания указывается конструкция и условия работы газогенераторной установки по возможности подробно, с приложением чертежей, так как это необходимо для правильного понимания процесса работы установки и результатов исследования.

В заключение этого параграфа приведем таблицу средних величин для генераторного газа\*) /табл.VII/.

ТАБЛИЦА VII.

Топливо	Теплотворная способность 1 кг топлива кал	1 кг топлива образует газа м <sup>3</sup>	Состав газа; содержание в % по объему:					Теплотворная способность 1 м <sup>3</sup> газа	1 кг топлива образует газа м <sup>3</sup>	Общий к.п.д. газогенератора
			CO <sub>2</sub>	CO	CH <sub>4</sub>	H	N			
Антрацит	8000	4,8	11,3	16,6	2	24,2	45,9	1300	6240	78
Коке	7000	4,5	4,8	27,6	2	7	58,6	1200	5400	77,2
Брикеты бурого угля	5000	5	11,9	15,2	2,4	26,7	45,8	1300	3900	78
Торф	2400	1,3	14	15	4	10	57	1350	1800	75

\*) Гольднейс. Двигатели внутреннего сгорания, стр. 379, изд. 1916 г. Г.И.Портянн, лист 7.

Все величины таблицы VII относятся к газу при температуре 0°С и давления 760 мм ртутного столба.

Для хороших установок общий к.п.д. генератора доходит до 85-93%.

#### 14. ПОТЕРИ И БАЛАНС ТЕПЛОДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.

Потери тепла, имеющие место при работе любого двигателя внутреннего сгорания, можно разбить на следующие категории:

- 1/ Потери механического характера  $V_m$ , обусловленные трением поршней в рабочих цилиндрах, трением в подшипниках, трением маховика о воздух, расходом работы на приведение вспомогательных механизмов двигателя и пр.
- 2/ Потери с охлаждающей водой  $V_o$
- 3/ Потери с отходящими газами  $V_g$
- 4/ Потери лучеиспускания, от неполноты горения топлива, неточность в измерениях и пр.

Способ определения потерь механического характера был уже указан в § 10; потери п.4 определяются, как остаточный член баланса тепла двигателя.

Потери с охлаждающей водой. Для их вычисления необходимо знать количество  $Q$  воды, израсходованной на охлаждение частей двигателя в час и средние температуры  $t'_1$  и  $t'_2$  воды при входе и выходе из двигателя. Если эффективная мощность, развиваемая двигателем на валу  $N_e$  НН, то потеря с охлаждающей водой, отнесенная к 1 эф.НР-часу:

$$V_o = \frac{Q}{N_e} (t'_2 - t'_1) = q (t'_2 - t'_1) \dots \dots \dots /??/$$

где  $q = \frac{Q}{N_e}$  - расход охлаждающей воды в м<sup>3</sup> на 1 эф.НР-час.

Количество охлаждающей воды измеряется по выходе ее из ру-

сашек двигателя путем взвешивания или измерения ее объема с помощью мерных баков. Более грубо расход охлаждающей воды можно определить с помощью водомера, установленного на трубе подводящей к двигателю воду; водомер перед испытанием должен быть проверен путем пропускания через него известного /измеряемого баком/ количества воды по возможности с той же скоростью и температурой, с которыми вода будет проходить через него во время испытания двигателя.

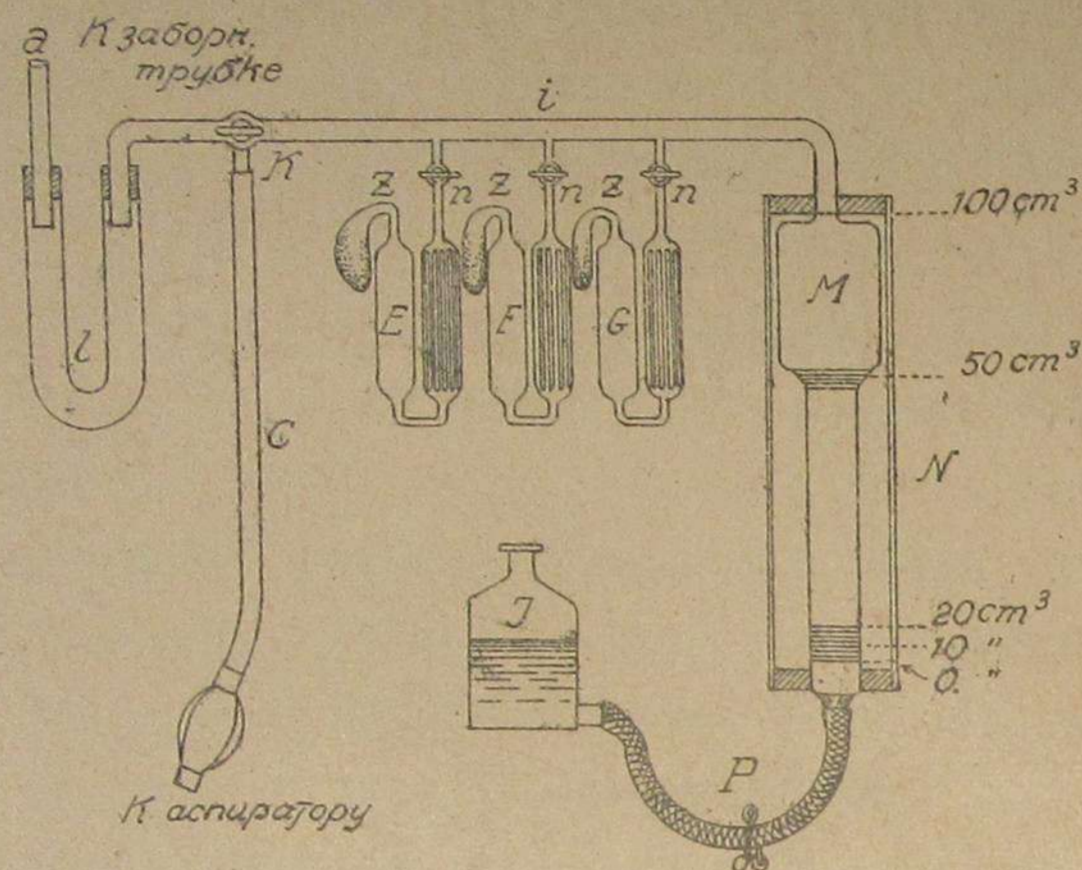
Температура воды при входе измеряется с помощью термометра, установленного на водоподводящей трубе. Для измерения температуры выходящей воды устанавливаются термометры на трубах по выходе из каждого места охлаждения /цилиндры, холодильники при двигателе Дизеля и пр./ и кранами регулируют приток воды так, чтобы температура воды по выходе из всех мест охлаждения была одна и та же. При измерении расхода воды на охлаждение с помощью мерного бака, температуру ее можно промерять в баке, но это не исключает необходимости иметь термометр на каждом цилиндре, для лучшего выравнивания температур выходящей воды.

Расход охлаждающей воды на 1 эф.НР-час колеблется в пределах от 10 до 30 литров /для двиг. Дизеля 10-20 литр., для газовых - 20-30 литр./; наивысшая температура выходящей воды допускается до 70°С при двигателях небольшой мощности и до 45-50°С при мощных двигателях или при не особенно чистой воде. Потери тепла с охлаждающей водой на 1 эф.НР-час составляют при полной нагрузке:

для газовых двигателей около 800-1000 кал. /32-38%/;  
для двигателей Дизеля около 600 кал. /27-30%/; при наличии водяного охлаждения выхлопных труб порядка 800-900 кал.

Потери с отходящими газами. Для определения этих потерь необходимо знать средний состав отходящих газов, среднюю температуру их по выходе из цилиндров, температуру воздуха /или смеси для газовых двигателей/, засасываемого в цилиндр и элементарный состав топлива.

Состав уходящих газов определяется путем анализа их с помощью например прибора Орса /черт.91/.



Черт. 91

Не останавливаясь на его описании и приемах работы с ним\*) в настоящем отметим только те предосторожности, которые необходимо принимать при заборе в измерительную биретку М отработанных газов двигателей внутреннего горения. Дело в том, что забор газа приходится делать из выхлопной трубы, где господствует давление 100-200 мм водяного столба сверх атмосферного, при чем это давление пульсирует соответственно моментам выталкивания газов через выхлопные клапана. Для забора газа повернув трехходовой кран к на сообщение прибора с выхлопом, засасывают газ в биретку М ниже нулевого деления, опускают вниз банку I; затем повернув кран к на сообщение биретки с аспиратором /т.е. на сообщение с атмосферой/, осторожно поднимая банку I, доводят снизу вверх уровень воды в биретке до нулевого деления, следя одновременно за одинаковостью уровней воды в биретке и в банке I, при отжатом захиме на резиновой

\*) ДЕТЯЛИН "Технический контроль паровых котлов" стр. 28-30.

трубке их соединяющей; в дальнейшем анализ газа производится обычным образом.

Забор газа производится через  $\frac{3}{8}$ " -  $\frac{1}{2}$ " газовую трубку, вставленную в выхлопную трубу.

Температура отходящих газов измеряется с помощью термометров, установленных на выхлопных трубах по возможности ближе к цилиндрам, шарики термометров /или места спаев термопар/ должны находиться в середине газового потока. Температура засасываемого в цилиндры воздуха измеряется в помещении, из которого производится его забор. Элементарный состав топлива определяется путем отдачи образца топлива в специальную лабораторию, если только состав его не определен во время самого испытания /при питании газовым топливом/.

При производстве технических испытаний двигателей внутреннего горения часто вместо полного анализа газов на  $CO_2$  и  $O_{ce}$  ограничиваются определением в газах содержания только  $CO_2$ , что вполне достаточно для вычисления потерь с ними; лучше все-таки производить полный анализ, так как результаты его при полном горении топлива в цилиндрах двигателя позволяют контролировать правильность производства самого анализа; действительно, при полном горении топлива в цилиндрах двигателя внутреннего горения, также как при таком же горении его в топках паровых котлов, имеет место соотношение:

$$2I - \beta CO_2 - (CO_2 + O_{ce}) = 0 \dots \dots \dots /78/,$$

где  $\beta = 2,37 \left( H\% - \frac{O\%}{8} \right) \frac{1}{C\%}$ , в которой H%, O% и C% содержания в топливе водорода, кислорода и углерода по элементарному анализу.

Если результаты ряда повторных анализов не будут удовлетворять уравнению /78/, то это будут указывать на расстройство горения и наличие в отходящих газах двигателя неполно сгоревших газов.



Небольшими невязками анализа до  $\pm 0,5\%$  можно пренебречь.

Расчет величины потерь с отходящими газами на 1 эф.HP-час можно произвести по формуле:

$$V_g = (0,32 \cdot R_o + 0,48 G_w) (T_g - t_m) e \dots \dots \dots /79/$$

- где 0,32 - средняя теплоемкость  $1 \text{ м}^3$  сухих газов,
- 0,48 - " " "  $1 \text{ кг}$  водяных паров,
- $T_g$  - температура уходящих газов,
- $t_m$  - температура в машинном зале,
- $R_o$  - объем сухих газов на  $1 \text{ кг}$  топлива,
- $G_w$  - вес водяных паров в отходящих газах на  $1 \text{ кг}$  топлива
- $e$  - расход топлива на 1 эф.HP-час в  $\text{кг}$  для жидкого топлива, в  $\text{м}^3$  для силового газа.

В случае работы двигателя на жидком топливе:

$$R_o = 1,86 \frac{C\%}{\text{Co}_2\%} \dots \dots \dots /80/$$

- где  $C\%$  - содержание углерода в топливе в процентах по весу,
- $\text{Co}_2$  - содержание углекислоты в отходящих газах в % по объему.

$$G_w = \frac{9\text{H}_2\% + \text{W}\%}{100} \dots \dots \dots /81/$$

где  $\text{H}_2\%$  и  $\text{W}\%$  - содержания в жидком топливе водорода и воды/в % по весу/.

В случае работы двигателя на газе объем углекислоты, образующийся при горении  $1 \text{ м}^3$  силового газа:

$$R_{\text{Co}_2} = \frac{(\text{Co})\% + (\text{Co}_2)\% + (\text{CH}_4)\% + 2(\text{C}_m\text{H}_n)\%}{100} = \frac{A\%}{100} \text{ м}^3 \dots \dots \dots /82/$$

где  $(\text{Co})$ ,  $(\text{Co}_2)$ ,  $(\text{CH}_4)$  и  $\text{C}_m\text{H}_n$  - содержания в силовом газе в % по объему окиси углерода, угле-

кислоты, метана и тяжелых углеводородов.

При содержании углекислоты  $\text{CO}_2\%$  в отходящих газах двигателя /газового/ объем их на  $1 \text{ м}^3$  силового газа

$$R_o = \frac{A\%}{\text{Co}_2\%} \text{ м}^3 \left( \frac{0^\circ}{760} \right) \dots \dots \dots /83/$$

Объем водяных паров при  $\left( \frac{0}{760} \right)$  в отходящих газах на  $1 \text{ м}^3$  силового газа:

$$R_w = 2(\text{CH}_4)\% + (\text{H}_2)\% + 1,5(\text{C}_m\text{H}_n)\% \dots \dots \dots /84/$$

где  $(\text{H}_2)\%$  - содержание водорода в силовом газе в % по объему;  $(\text{CH}_4)\%$  и  $(\text{C}_m\text{H}_n)\%$  имеют прежние значения.

Вес водяных паров в отходящих газах на  $1 \text{ м}^3$  силового газа

$$G_w = \frac{R_w}{0,805} \dots \dots \dots /85/$$

где 0,805 - удельный вес водяных паров при  $\left( \frac{0}{760} \right)$ .

При более точных вычислениях потерь с отходящими газами вместо 0,32 в формулу /79/ надо подставить теплоемкость  $C_v$ , определяемую из выражения:

$$C_v = \frac{\text{Co}_2\% \cdot C'_v + (100 - \text{Co}_2\%) C''_v}{100} \dots \dots \dots /86/$$

где  $C'_v$  и  $C''_v$  - средние между температурами  $T_g$  и  $t_m$  теплоемкости  $1 \text{ м}^3$  соответственно углекислоты и остальных газов; они определяются по таблицам.

Средняя теплоемкость водяных паров между температурами  $T_g$  и  $t_m$  также более точно может быть найдена с помощью таблиц/изме-

<sup>\*)</sup> На  $1 \text{ м}^3$   $\text{C}_2\text{H}_2$  получается при горении  $1 \text{ м}^3$  н.о./паров/; на  $1 \text{ м}^3$   $\text{C}_2\text{H}_4$  получается  $2 \text{ м}^3$  водяных паров; при составлении формулы /84/ принято, что на  $1 \text{ м}^3$   $\text{C}_m\text{H}_n$  получается  $1,5 \text{ м}^3$  вод. паров.

нается незначительно/. Потеря с отходящими газами при полной нагрузке порядка 27-32%.

Баланс тепла. На основании закона сохранения энергии имеем:

$$e_k = 632 + V_m + V_s + V_z + \delta \dots \dots \dots /87/$$

Выражение /87/ представляет уравнение баланса тепла двигателя внутреннего горения, отнесенное к 1 эф.HP-н. Из него легко определяется остаточный член  $\delta$  /потери лучеиспускания, от неполноты горения топлива и пр./:

$$\text{в Cal} \dots \delta = e_k - 632 - V_m - V_s - V_z \dots \dots \dots /88/$$

$$\text{в \%} \dots 100 \frac{\delta}{e_k} = 100 - \frac{632}{e_k} - 100 \frac{V_m}{e_k} - 100 \frac{V_s}{e_k} - 100 \frac{V_z}{e_k} \dots \dots \dots /89/$$

Выражение /87/ баланса тепла не дает вполне правильной картины распределения тепла при практическом его составлении, так как ради упрощения при этом допускается ряд неточностей:

- 1/ Потери трения поршней в рабочих цилиндрах, целиком превращаясь в тепло, учитываются в уравнении /87/ два раза, один раз с механическими потерями  $V_m$  и вторично с потерями в охлаждающей цилиндры воде и отходящих газах; если вода, охлаждающая вспомогательные цилиндры /компрессора и пр. включается в общий расход охлаждающей воды, то потери трения в них также вторично учитываются с охлаждающей водой; лучше, поэтому, при испытаниях воду, идущую на охлаждение вспомогательных цилиндров, не учитывать, или учитывать отдельно.
- 2/ Величина  $e_k$  берется преуменьшенной, так как она не учитывает тепла, развивающегося при горении в цилиндрах смазочного масла.
- 3/ В двигателях Дизеля затрата работы на сжатие воздуха для пульверизации топлива относится к механическим потерям, но

эта работа вовсе не теряется полностью, так как сжатый воздух при расширении в рабочих цилиндрах производит работу.

Вследствие перечисленных недочетов остаточный член  $\delta$  баланса часто получается отрицательный /до - 5% от  $e_k$ /, особенно для двигателей Дизеля. Обычное значение  $\delta$  до + 3 - 5% от  $e_k$ . Более правильно было бы составлять баланс тепла по уравнению /87'/

$$e_k = 632 + V_s + V_z + \delta' \dots \dots \dots /87'/$$

Остаточный член  $\delta'$  в этом случае включал бы в себе кроме потерь лучеиспускания и пр. еще потери на трение в частях двигателя, не охлаждаемых водой /в передаточных механизмах, в подшипниках, трение маховика о воздух и пр./; составление баланса тепла по выражению /87'/ в технике не употребительно.

#### 15. КОЭФФИЦИЕНТ ПОДАЧИ, ОБЪЕМНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ И КОЭФФИЦИЕНТ СМЕШЕНИЯ.

Коэффициент подачи всасывающего хода называется отношением:

$$\eta_1 = \frac{G_0 + L_0}{30 \cdot n \cdot V_n} \dots \dots \dots /89/$$

где  $G_0 + L_0$  - количество смеси /соответственно газа + воздуха/ в  $\frac{0}{760}$  м<sup>3</sup> /мин./, засасываемое двигателем в час,

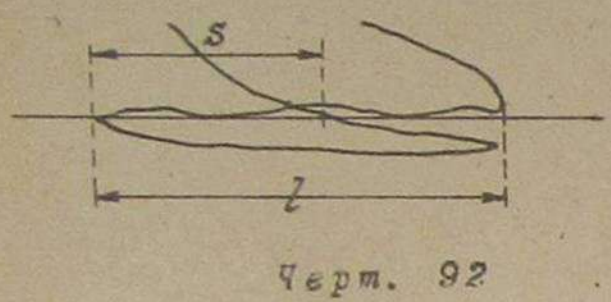
$n$  - число оборотов двигателя в мин.,

$V_n$  - объем в м<sup>3</sup>, описываемый поршнем.

Для двигателей жидкого топлива в выражении  $\eta_1$  вместо  $G_0 + L_0$  подставляют  $L_0$  - объем воздуха, забираемого во время хода всасывания.

Коэффициент подачи всегда меньше единицы. Причины этого лежат в том, что горячая смесь, вследствие сопротивлений на пути ее течения в цилиндр, попадает в него при давлении мень-

шем атмосферного, поэтому объем засосанной смеси, отнесенный к имеющемуся барометрическому давлению, не равен об'ему  $V_n$ ; влияние этого фактора учитывается об'емным коэффициентом, который определяется по индикаторной диаграмме вспомогательных ходов /черт. 92/ и равен отношению длины  $s$  отрезка атмосферной линии между кривыми всасывания и сжатия к полной длине  $l$  диаграммы, т.е.



$$\eta_v = \frac{s}{l} \dots \dots \dots /90$$

Далее на величину коэффициента подачи оказывает влияние то, что смесь /или воздух/ засасывается в цилиндр при температуре выше  $0^\circ\text{C}$ , и наконец, влияет также отличие барометрического давления во время опыта от  $760\text{ мм}$  /последний фактор очевидно может оказывать влияние на  $\eta_c$  и в сторону его увеличения и в сторону его уменьшения/. Степень влияния на  $\eta_c$  последних двух причин измеряется отношением:

$$\varphi = \frac{\eta_c}{\eta_v} \dots \dots \dots /91/$$

Если в ряде опытов барометрическое давление оставалось постоянным, то  $\varphi$  - может служить мерой подогрева смеси при всасывании.

Величина  $\varphi$  носит название *термометрической степени наполнения*. Для определения всех этих величин необходимо измерить количества воздуха и газа; измерения можно произвести по способам изложенным в §12; в виду того, что непосредственное измерение количества засасываемого воздуха затруднительно, вследствие его большого об'ема, величину  $L_0$  часто определяют путем расчета.

Обозначим отношение об'ема  $L_0$  засасываемого воздуха к об'ему  $G_0$  силового газа через  $\mu$ , т.е.

$$\mu = \frac{L_0}{G_0} \dots \dots \dots /92/$$

$\mu$  - называется *коэффициентом смешения*; его можно определить по результатам анализа силового и отходящего газов.

Определив об'ем отходящих газов на  $\frac{0}{760}$  силового газа /по формуле 83/, найдем об'ем азота на то же количество силового газа:

$$R'_N = \frac{A\%}{\text{CO}_2\%} \cdot \frac{N_2\%}{100}$$

Если содержание азота в силовом газе  $(N_2)\%$ , то на  $1 \cdot \frac{0}{760}$  силового газа введено азота с воздухом:

$$R_N = \frac{A\% \cdot N_2\%}{\text{CO}_2\% \cdot 100} - \frac{(N_2)\%}{100}$$

Количество же воздуха, введенного на  $1 \cdot \frac{0}{760}$  силового газа:

$$L^* = \frac{R_N}{79} \cdot 100$$

**Коэффициент смешения**

$$\mu = \frac{L^*}{1} = \frac{100}{79} \left( \frac{A\% \cdot N_2\%}{\text{CO}_2\% \cdot 100} - \frac{(N_2)\%}{100} \right) \dots \dots \dots /93/$$

Измерив об'ем  $G_0$  силового газа, найдем /по формуле 92/ об'ем воздуха  $L_0$ . Подобный способ расчета непригоден для двигателей жидкого топлива; для них расчет ведется иначе: по результатам анализа отходящих газов определяют коэффициент избытка<sup>\*)</sup> воздуха:

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{79}{21} \frac{O\%}{N\%} - \frac{1}{2} \frac{CO\%}{N\%}} \dots \dots \dots /94/$$

по элементарному составу топлива определяют количество воздуха  $L_{\text{теор}} = \frac{0}{760}$  - теоретически необходимое для горения  $1 \cdot \text{топлива}$

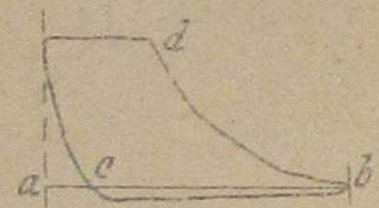
<sup>\*)</sup> Вывод ур-ния /94/ см. ПЕТКЛИН "Техн. конст. раб. пар. котлов" стр. 25.

зная вес  $B$  израсходованного топлива найдем объем подведенного воздуха

$$L_0 = \alpha L_m B \dots \dots \dots$$

Для двигателя Дизеля количество воздуха  $L_0$ , определенное по коэффициенту избытка, не вполне точно определяет коэффициент подачи, так как часть воздуха при пульверизации доставляется компрессорами.

Количество воздуха, подаваемое компрессорами, можно приблизительно определить по индикаторной диаграмме части низкого давления компрессора.



На диаграмме /черт. 98/  $ab$  — полная длина хода поршня, на участке  $ac$  — происходит расширение воздуха вредного пространства, на участке  $cb$  — воздух засасывается; следовательно,  $cb$  — есть мера количества воздуха, подаваемого за 1 цикл.

Черт. 98 Если  $v_h$  — объем, описываемый поршнем, то объем подаваемого воздуха за 1 оборот двигателя

$$v' = v_h \frac{cb}{ab}$$

Для пересчета на условия  $\left(\frac{0}{760}\right)$  необходимо знать температуру воздуха при всасывании; она не равна температуре наружного воздуха, т.к. при всасывании воздух нагревается о стенки цилиндра компрессора. Приблизительно ее находят так. Измеряют температуру  $t_1$  сразу после надетого клапана; это температура в конце хода сжатия, то есть, отвечает точка  $a$  индикаторной диаграммы. Если известен объем  $v_1$  вредного пространства, то для точки  $a$  известны  $p_1, v_1$  и  $T_1 = 273 + t_1$ , для точки  $b$  известны  $p_2$  и  $v_2$ . Из уравнения:

$$\frac{p_1 v_1}{T_1} = \text{const}$$

находят температуру в точке

Способ не очень надежный. Кроме возможных ошибок при определении температуры, при неплотном всасывающем клапане, линия расширения падает круче, т.е. как будто компрессор подает больше воздуха; на самом деле конечно это не так, т.к. воздух, вышедший через неплотный клапан, втягивается обратно.

При определении количества воздуха по этому способу необходимо следить за тем, чтобы давление сжатого воздуха в резервуарах было постоянно во все время опыта.

### 16. ОБЩИЕ УКАЗАНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНО ПРОИЗВОДСТВА ИСПЫТАНИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО ГОРЕНИЯ.

Перед началом испытания установка тщательно осматривается и все замеченные недочеты устраняются. Все неработающие трубопроводы /для газа, воды и пр./ отключаются от подлежащей испытанию установки, самое лучшее с помощью заглушек, устанавливаемых возможно ближе к ней.

К испытаниям нельзя приступать ранее наступления установившегося теплового состояния в машинах и приборах; для двигателей внутреннего горения показателем достижения состояния теплового равновесия служит постоянство температуры охлаждающей воды по выходе из цилиндров; после пуска двигателя /или перехода к нагрузке испытания/ температура охлаждающей воды начинает изменяться /после пуска повышаться/, при чем изменение можно обнаружить еще через 1 час после пуска, но под конец это изменение совершается настолько медленно, что в зависимости от цели испытания, к нему можно приступать через  $\frac{1}{2}$  часа, а иногда даже через  $\frac{1}{4}$  часа после пуска.

Нормальная продолжительность испытания для двигателей работающих на жидком топливе и газе, при непосредственном измерении расхода топлива, 1 час\*).

\*). Продолжительность испытания при определении расхода газа по расходу твердого топлива в газогенераторе была указана в параграфе 18.

Если дело идет только об определении механического к.п.д. двигателя, то длительность испытания может быть еще короче, но за время испытания должно быть снято не меньше 10 диаграмм с каждого цилиндра.

В момент начала испытания начинается учет расхода топлива охлаждающей воды и берется начальный отсчет по счетчику оборотов. Во время испытания через равные промежутки времени, но желательно возможно чаще /через 5-6 минут при часовой продолжительности испытания/ снимают с рабочих цилиндров и компрессоров индикаторные диаграммы и записывают отсчеты по приборам. Моменты снятия диаграмм /одновременно со всех работающих цилиндров/ целесообразно выбрать так, чтобы они приходились в середине промежутков между отсчетами по счетчику оборотов / и по возможности в середине промежутков между отсчетами расходов топлива и воды/. Электрическая мощность отмечается в момент снятия диаграмм, при испытании двигателей Дизеля записывается давление пульверизирующего воздуха, а при испытании газовых двигателей давление и температура силового газа, после прибора, измеряющего расход газа. Все остальные отсчеты /температура отходящих газов, температура воздуха, охлаждающей воды при входе и входе, анализ силового и отходящего газов/ производятся либо одновременно со снятием диаграмм, либо смещаются по времени от этих моментов; последнее целесообразнее, так как требует меньшее количество наблюдателей.

Анализ силового газа, в виду большой продолжительности производства одного анализа, /при хорошем навыке не меньше 20 минут/ рекомендуется производить параллельно на нескольких приборах.

При испытании 4-х тактных двигателей, время от времени, снимаются диаграммы вспомогательных ходов с помощью индикатора со слабой пружиной; эти диаграммы достаточно снимать через более продолжительные промежутки времени /через 10-12 мин. при часовой продолжительности опыта/.

В момент окончания испытания берутся конечные отсчеты расхода топлива, всды и числа оборотов. Сразу же по окончании испытания, когда двигатель находится еще в разогретом состоянии, снимают индикаторные диаграммы на холостом ходу двигателя, для определения по ним мощности холостого хода, и диаграммы сжатия и расширения газов при пропущенной вспышке.

Перед испытаниями, особо важными, рекомендуется устраивать предварительные испытания, с целью ознакомления участников опыта с установкой и приборами; при важных испытаниях производят последовательно один за другим 2 опыта, за окончательный результат принимается среднее из обоих опытов, если только результаты отдельных испытаний не сильно отличаются друг от друга.

При приемных испытаниях допустимые отклонения от гарантированных цифр мощности и расхода топлива оговариваются перед испытаниями /если они не оговорены в технических условиях договора/. При отсутствии особых оговорок по нормам Германских Инженеров допускается ухудшение цифр опыта сравнительно с гарантированными до 5%. Относительно мощности надо заметить, что это уменьшение допустимо только для наивысшей мощности. Продолжительную /нормальную/ мощность двигатель должен развить при всяких условиях.

Если дана гарантия расхода топлива /или воды/ для какой либо нагрузки, то та же гарантия должна быть выполнена, если средняя нагрузка опыта отличается от гарантированной на  $\pm 5\%$ .

Результаты испытания считаются действительными, если отдельные колебания нагрузки превосходили среднюю нагрузку опыта не больше чем на 15%.

В протоколе испытания указываются конструкция и условия работы по возможности подробно и с приложением пояснительных чертежей. В частности для двигателей внутреннего горения должны быть указаны:

1/ конструкция и мощность /продолжительная и максимальная/ двигателя;

- 2/ диаметр цилиндра и поршневого штока;
- 3/ ход поршня;
- 4/ объем пространства сжатия /определение его см. пар. 18-d/;
- 5/ размеры вспомогательных цилиндров /компрессоров и пр./;
- 6/ нормальное число оборотов и допустимые отклонения;
- 7/ коэффициент неравномерности при нормальной мощности;
- 8/ системы воспламенения и регулирования;
- 9/ способ смазки главных частей Двигателя;
- 10/ система карбуратора /для малых двигателей/;
- 11/ главные размеры двигателя /диаметр и вес маховика, высота двигателя и пр./;
- 12/ род и теплотворная способность топлива нормальные для двигателя;
- 13/ условия работы /характер нагрузки и пр./.

В цилиндрах двигателя внутреннего горения всегда в значительной степени происходит горение смазочного масла. Это вообще говоря вполне нормальное явление можно искусственно повысить увеличением количества подводимого для смазки масла, причем конечно расход топлива на единицу энергии соответственно понизится. Но введения слишком больших количеств масла для смазки следует избегать, как при испытаниях, так и во время эксплуатации, так как при горении масла на стенках цилиндра образуется нагар, что увеличивает трение поршня, к тому же стоимость 1 кал. получаемой из смазочного масла весьма высока. При заказе двигателей для ограждения интересов обеих сторон расход масла на силу-час следует оговаривать в технических условиях договора, а при испытании /приемном/ следить за тем чтобы расход масла не выходил из пределов гарантированных цифр.

Расход цилиндрического масла на 1 эф. HP-час нормально составляет:

для малых двигателей /5-50 HP/	3 - 2 гр.
для больших двигателей не свыше	1,5 - 1 "
Расход машинного масла в 1,25-1,75 раза больше, чем	расход

цилиндрического /см. также табл. IV в приложении/.

При всех нагрузках работа двигателя должна происходить без чрезмерного нагрева его частей, при отсутствии просачивания воды, масла или топлива, без стука и шума, не считая нормального стука клапанов.

В отсутствии указанных дефектов следует убедиться при приемке двигателя.

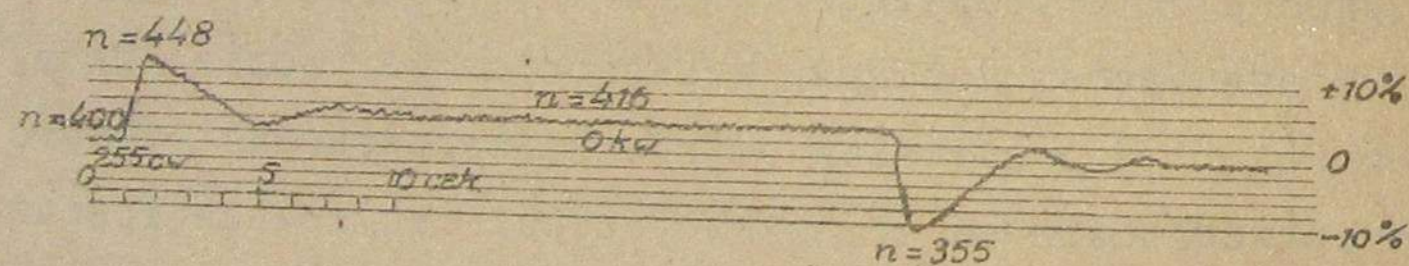
Род и качество материалов, из которых должен быть построен двигатель, не могут указываться в технических условиях договора на поставку, но для того, чтобы удостовериться в их доброкачественности, двигатели внутреннего сгорания перед приемкой подвергаются продолжительной работе с полной нагрузкой в течение 2-3 недель по 18-20 часов в сутки. Такого рода испытания на продолжительную работу производятся под наблюдением монтера завода и предшествуют обычно приемным испытаниям на экономичность. По окончании срока пробной работы двигатель необходимо полностью разобрать и убедиться, путем тщательного осмотра его частей, - цилиндров, поршней, клапанов, вала, подшипников, регулятора и пр. -, в отсутствии заеданий, загрязнений, общего или одностороннего износа трущихся частей, отсутствия трещин и т.д. Обычно разборке не подлежит только воспламенитель.

Условия, при которых будет производиться испытание двигателя продолжительной работой, следует оговаривать в технических условиях договора.

Не ограничиваясь этими исследованиями, двигатель при приемке надо еще испытать в действительных условиях работы. Так например, если двигатель устанавливается на электростанции и предназначен для параллельной работы с другими двигателями, то он должен быть испытан еще при этом условии.

## 17. РЕГУЛИРОВАНИЕ И КОЭФФИЦИЕНТ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ХОДА.

Число оборотов двигателя изменяется с изменением нагрузки, увеличиваясь при ее уменьшении и уменьшаясь при ее увеличении. Процессу изменения числа оборотов противодействует регулятор, назначение которого поддерживать число оборотов двигателя при всех нагрузках в умеренных границах и под действием которого изменяется соответственно нагрузке количество топлива, подаваемого в цилиндры. Так как это изменение совершается не мгновенно, то, после перехода к новой нагрузке, новое число оборотов устанавливается не сразу, а спустя некоторый промежуток времени, в течение которого число оборотов изменяется то в сторону увеличения, то в сторону уменьшения /черт. 94/. Чем меньше период, в



Черт. 94

течение которого происходят упомянутые колебания скорости, тем лучше действует регулятор, но этот период во всяком случае не должен быть больше 5-10 сек. Кроме этого, регулятор должен удовлетворять еще следующим требованиям: при неизменном подводе топлива он должен оставаться в покое; изменения скорости, зависящие от чувствительности регулятора, при указанном условии должны составлять не свыше 0,5% от среднего числа оборотов.

При постепенном изменении нагрузки между холостым ходом и полной, скорость вращения не должна изменяться больше, чем на 4-6%, и связь между числом оборотов и нагрузкой должна быть

выражена ясно, так чтобы каждой определенной нагрузке соответствовало только одно, вполне определенное число оборотов. Самое выгодное, если характеристика числа оборотов представляет прямую /черт. 95, линия а/. Допустимо изменение числа оборотов по кривой б, но совершенно недопустимо по кривой с, так как в последнем случае число оборотов в некоторых пределах не зависит от нагрузки.



Черт. 95

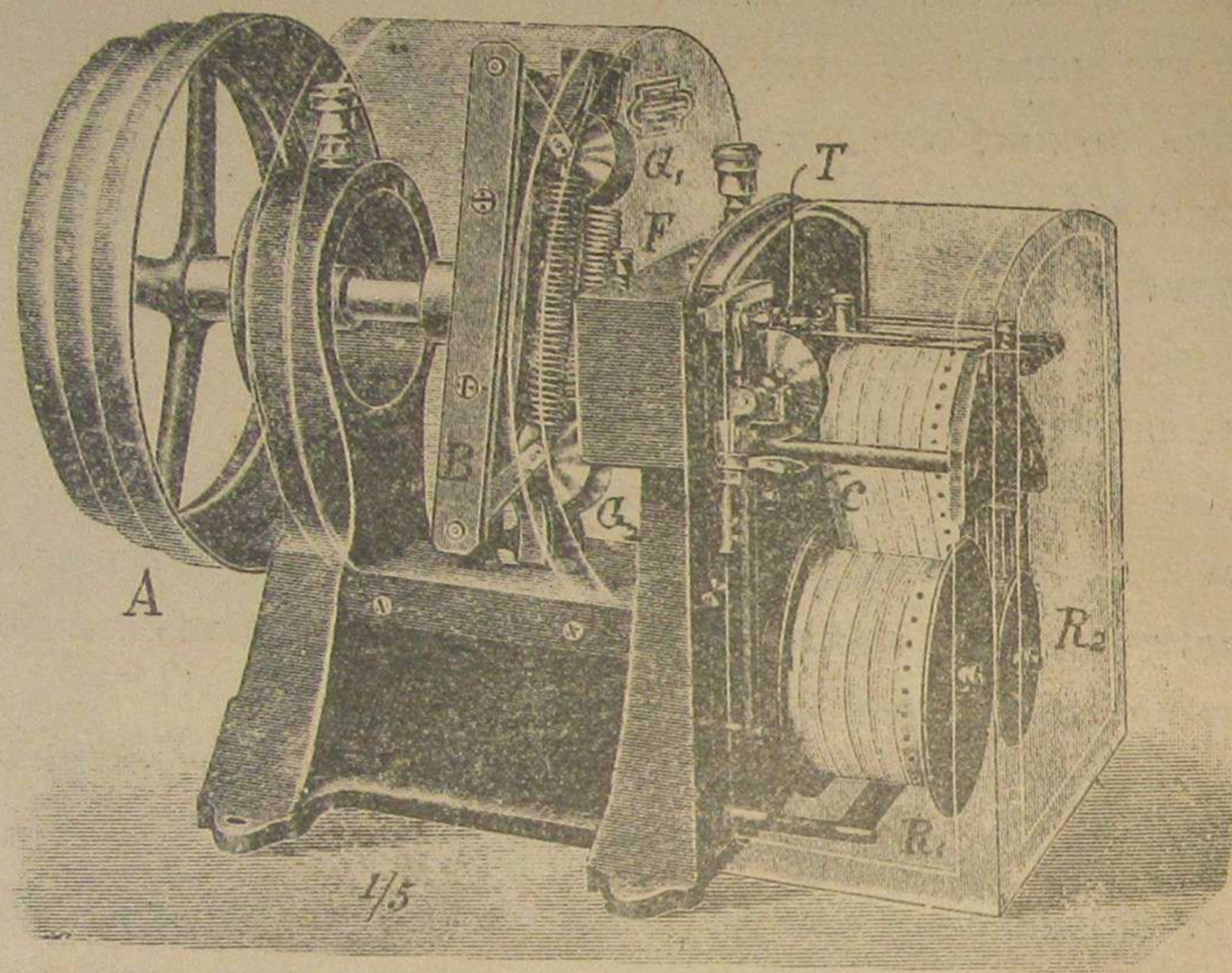
При мгновенном изменении нагрузки на 25% нормальной мощности в любых пределах между холостым ходом и перегрузкой, колебания числа оборотов /мгновенные/ должны составлять не свыше 3% и должны до наступления нового равновесного состояния быстро затухать.

При мгновенном сбрасывании нагрузки от полной до нуля, регулятор должен надежно препятствовать разгону двигателя; мгновенное повышение /бросок/ числа оборотов не должно превышать 10-15% числа оборотов при нормальной нагрузке, без специальной подрегулировки топливоподающих устройств, а в двигателях Дизеля, кроме того, при неизменном давлении пульверизирующего воздуха, отвечающем полной нагрузке.

Все эти исследования можно произвести с помощью тахографа Горна, описание которого приводится ниже.

Тахограф Горна. На вращающейся раме В /черт. 96/ укреплены два груза  $G_1$  и  $G_2$ , притягиваемые друг к другу пружинами F. При вращении центробежная сила преодолевает упругость пружин, отчего грузы расходятся в большей или меньшей степени в зависимости от скорости вращения. Перемещение грузов посредством штанги, проходящей через полый вал тахографа и системы рычагов передаются перу, зачерчивающему кривую на бумаге - ной ленте

Размер шкива  $A$  и шкива на валу двигателя выбирается так, чтобы при нормальном числе оборотов двигателя тахограф совершал 500 об./мин. Пружины изготавливаются таким образом, чтобы при этой



Черт. 96

нормальной для тахографа скорости вращения, перо совершало колебания на середине бумажной ленты. От нормального числа оборотов /500 об./мин./ необходимы отклонения  $\pm 12\%$ , чтобы перевести перо с середины на край полосы бумаги; бумажная лента, служащая для записи, снабжается соответствующими делениями. Кроме указанных, в тахографе применяются еще пружины, позволяющие изменять скорость вращения не свыше  $\pm 6\%$  и  $\pm 3\%$  и имеется соответственно разграфленная бумага.

Бумажная лента приводится в движение от вала тахографа с помощью фрикционной передачи; сцепление производится путем отгибания вниз рычажка  $C$ . Перемещая указатель по шкале  $T$  можно

придавать ленте различные скорости движения, а также изменять направление движения бумаги; последняя сматывается с ролика  $B_1$  и накручивается на ролик  $R_2$ .

После пуска в ход делается простая поверка; в желаемом состоянии равновесия машины зачерчивают на ленте кривую скорости и одновременно измеряют число оборотов с помощью счетчика. Предположим, что средняя линия, около которой колеблется перо тахографа, соответствует  $+2,4\%$ , а число оборотов по счетчику определено 121,2 об./мин. Тогда:

$$102,4\% = 121,2,$$

следовательно,

$$100\% = 118,2 \text{ об./мин.}$$

т.е. при скорости вращения двигателя в 118,2 об./мин. перо должно чертить кривую скорости, колеблющуюся около нулевой линии бумаги /100%/; отклонению пера на  $-6\%$  должно отвечать число оборотов двигателя  $0,94 \cdot 118,2 = 111,1$  об./мин. Путем подобного сравнения записей на ленте и показаний счетчика оборотов, можно проверить точность деления бумаги.

После проверки тахограф готов для соответствующих исследований. На черт. 94 приведена тахограмма, полученная при разгрузке от полной до холостого хода 6-ти цилиндрового двигателя Дизеля 450 HP ( $n = 400$  об./мин.,  $GD^2 = 2100 \text{ кг/м}^2$  для маховика и генератора вместе, диаметры цилиндров по 350 мм и ходы поршней по 350 мм), из которой видно, что мгновенное повышение числа оборотов /разгон/ доходит до 12%, число оборотов холостого хода на 4% выше нормального числа оборотов.

Скорость наносится на бумаге не точно, как функция времени потому, что скорость движения бумаги изменяется со скоростью двигателя, но колебаниями скорости движения бумаги можно пренебречь. При точных опытах бумажную ленту можно приводить в движение электромотором или часовым механизмом.

К регулированию газовых двигателей кроме упомянутых выше



предъявляется еще следующие требования: распределение и вспышки должны совершаться так, чтобы площади индикаторных диаграмм, снятых при постоянной нагрузке в течение значительного промежутка времени, не сильно отличались друг от друга. Наибольшая разница площадей отдельных индикаторных диаграмм, снятых при любой нагрузке, должна составлять не свыше 15% площади наименьшей диаграммы, полученной при нормальной нагрузке. Многократные, следующие друг за другом пропуски вспышек\*) не должны иметь место, так как иначе становится невозможной параллельная работа двигателя с другими; отдельные случайные пропуски параллельной работы не тормозят. То же можно сказать относительно преждевременных воспламенений.

Кроме изменений скорости при изменении нагрузки при работе всех поршневых машин, в том числе и двигателей внутреннего горения наблюдается еще изменения скорости вращения в течение одного оборота главного вала. Причиной этой *неравномерности хода* двигателя является то, что силы, действующие на поршень изменяются периодически по некоторому закону, в то время, как величина сопротивления вращению есть постоянная или изменяется по другому закону. Следствием большой неравномерности этого хода являются колебания напряжения и частоты тока, вызывающие мигание ламп накаливания, порывистую работу моторов и пр. При переменном токе при большой неравномерности в ходе двигателей невозможна их параллельная работа.

Степень неравномерности хода измеряется величиной отношения разности между наибольшей и наименьшей скоростями в течение одного оборота к средней их величине, т.е.

$$\delta = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{\max} + V_{\min}} \dots \dots \dots (96)$$

2

Поддержать неравномерность хода в умеренных границах есть задача маховика.

\*) Определяются по диаграмме вспышек, см. § 20.

В таблице VIII приведены значения коэффициентов неравномерности хода\*), которые должны иметь двигатели внутреннего горения при полной нагрузке; наблюдающаяся в действительности *неравномерность хода* при параллельной работе двигателей, всегда ухудшающаяся вследствие резонансных явлений, тогда еще допустима. Если  $\delta$  выше значений его указанных в таблице, то на-

Т а б л и ц а VIII.

Способ соединения с генератором.	Характер работы.	Число рабочих цилиндров двигателя.				
		1	2	3	4	5
Переменная передача	Генераторы пост. тока, работа в одиночку	1:30	1:35	1:45	1:100	-
	Генераторы пост. тока, работа параллельно	1:60	1:70	1:90	1:100	-
	Генераторы трехфазн. тока, работающ. в одиночку	1:125	1:140	1:150	1:150	-
	Генераторы трехфазн. тока, работающ. параллельно	-	-	1:180	1:200	-
Непосредственное соединение	Генераторы пост. тока, работающ. в одиночку	-	1:100	1:130	1:150	1:200
	Генераторы пост. тока, работающ. параллельно	-	1:140	1:180	1:200	1:200
	Генераторы трехфазн. тока, работающ. в одиночку	-	-	-	1:250	1:250
	Генераторы трехфазн. тока, работающ. параллельно	-	-	-	1:300	1:300

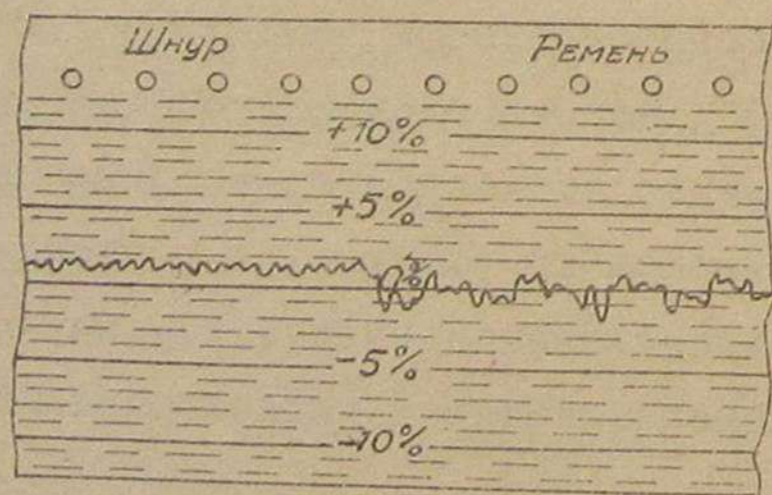
дежное синхронизирование машин становится невозможным. Для данной машины коэффициент неравномерности изменяется обратно величине махового момента  $GD^2$ , при изменении числа оборотов в незначительных пределах обратно пропорционально числу оборотов, при уменьшении нагрузки несколько улучшается и наоборот ухудшается при неравномерном распределении нагрузок между работающими цилиндрами, при пропусках вспышек и несвоевременных воспламенениях топлива.

Списанный выше прибор-тахогрaф *Норн'а* - для определения степени неравномерности хода двигателей непригоден, так как несмо-

\*) Kuzor. Elektrische Kraftübertragung B. III. S. 339.

тра на то, что массы вращающихся частей и перестановочных приспособлений тахографа делаются возможно легче /это достигается применением для их изготовления стали и алюминия/ ; полной астатичности добиться не удается и перо несколько искажает процессы, происходящие в двигателе, отставая от изменений в его ходе; во первых, изменения скорости вращения двигателя благодаря наличию шнуровой или ременной передачи не передаются мгновенно и точно благодаря скольжению шнура; а во вторых, перо, вследствие инерции передаточных частей, изменяет свое положение несколько позже, чем изменяет свою скорость вал тахографа. Поэтому, тахограф применим, главным образом, для изображения колебаний скорости, происходящих при изменении нагрузки машины, так как эти колебания распространяются на большое число оборотов, т.е. для исследования регулирования. Колебаниям внутри отдельных оборотов тахограф следует не так точно, чтобы по его записи можно было определить коэффициент неравномерности хода. К тому же, приводные ремни или шнуры обычно имеют неравномерную толщину, что также обуславливает колебания пера.

На черт. 97 приведены тахограммы, снятые с одного и того же двигателя при шнуровой и ременной передачах.



Черт. 97

Нормы Германских Инженеров для исследования двиг. вн.гор. /1906 г / предписывают исследование регулирования производить с помощью тахографа, а коэффициент неравномерности хода определять путем расчета\*) /по диаграм-

\*) См. курсы расчета двигателей, напр. Гальбнер изд. 1916 г., стр. 277 и след.

мам тангенциальных усилий.

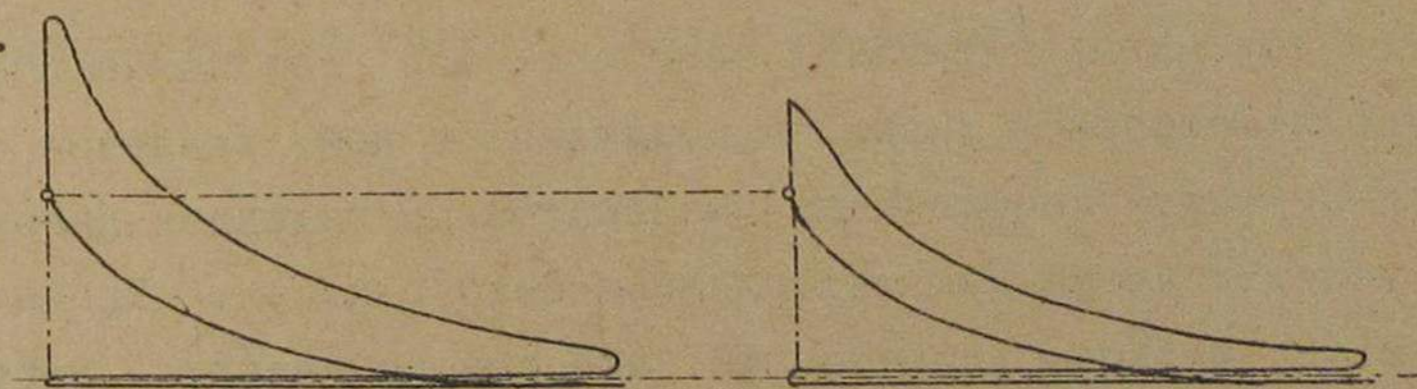
### Диаграммы регулирования.

В двигателях быстрого горения с образованием смеси вне цилиндра /газовые, бензиновые/ применяются следующие способы регулировки подачи топлива при изменениях нагрузки.

а/ Регулирование пропусками - состав смеси и количество заряда не меняются, но подача топлива и заряд совершается через разные промежутки в зависимости от нагрузки, через 4, 8, 12.... ходов поршня.

Этот способ с одной стороны является очень экономичным, так как при нем при всех нагрузках сохраняется наиболее выгодный состав смеси и наибольшее сжатие, но с другой стороны, он сопровождается большими колебаниями скорости, в виду чего может применяться лишь в случаях, когда допустима большая неравномерность хода, т.е. главным образом в мелких двигателях, работающих в одиночку.

б/ Регулирование изменением пропорции смеси - достигается изменением количества, впускаемого в цилиндр топлива при постоянном впуске воздуха /качественное регулирование/. Заряд совершается в каждом рабочем ходе. Соответствующие диаграммы регулирования /4-тактн. двиг./ изображены на черт. 98-а и 98-б.



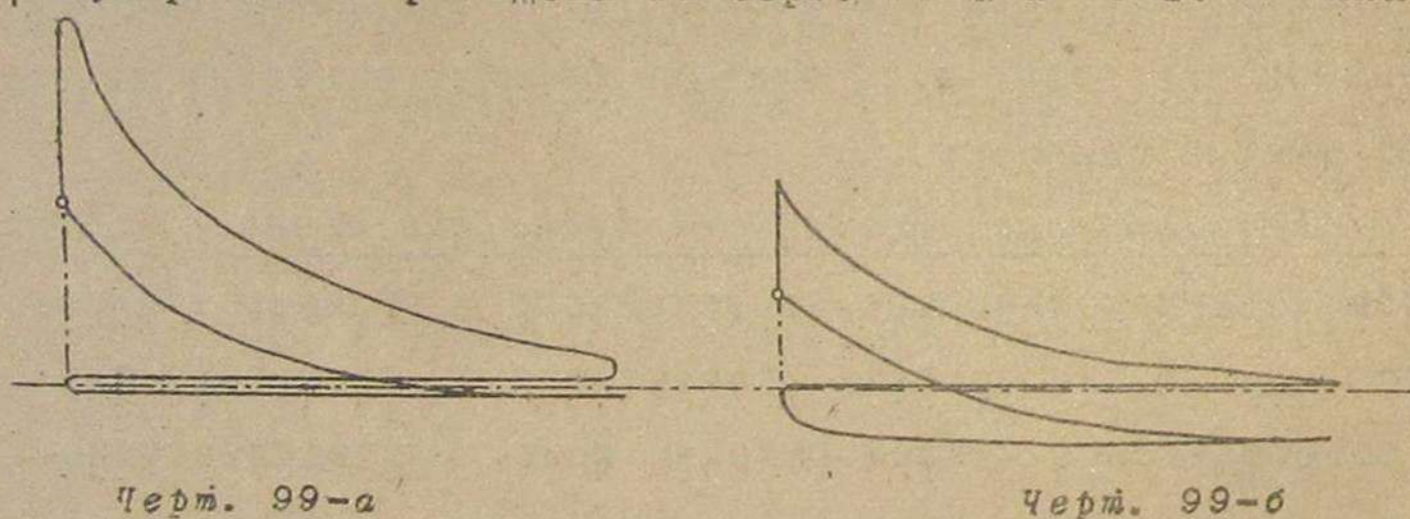
Черт. 98-а

Черт. 98-б

Линия сжатия при всех нагрузках сохраняет свое положение относительно атмосферной линии, объемный коэффициент /и коэффициент подачи/ имеют всегда приблизительно одно и то же значение, но коэффициент сжатия растет с падением нагрузки. Те-

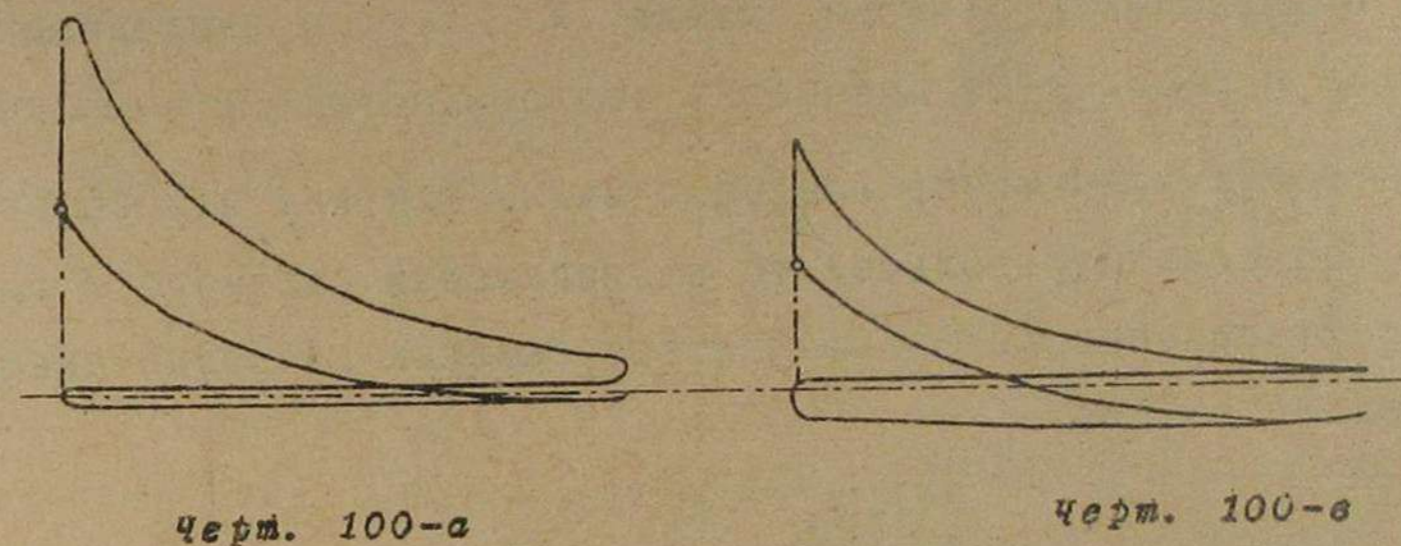
Фактически этот способ регулирования является экономичным, т.к. при всех нагрузках имеет место полное сжатие; однако польза высокого сжатия в значительной мере ослабляется недостатками практического характера, т.к. бедные смеси при малых нагрузках воспламеняются с трудом, горение происходит медленно, с небольшим повышением давления, отчего понижается отдача двигателя. При большом избытке воздуха смесь может совсем не воспламениться и заряд будет потерян.

б/ Регулирование изменением количества смеси, впускаемой в цилиндр, при постоянном составе смеси /постоянном коэффициенте смешения/, что достигается либо дросселированием смеси в период всасывания или преждевременным закрытием впускного клапана или выталкиванием части уже засосанной смеси обратно в трубопровод. Индикаторные диаграммы для этого способа регулирования приведены на черт. 99-а и 99-в. Линия

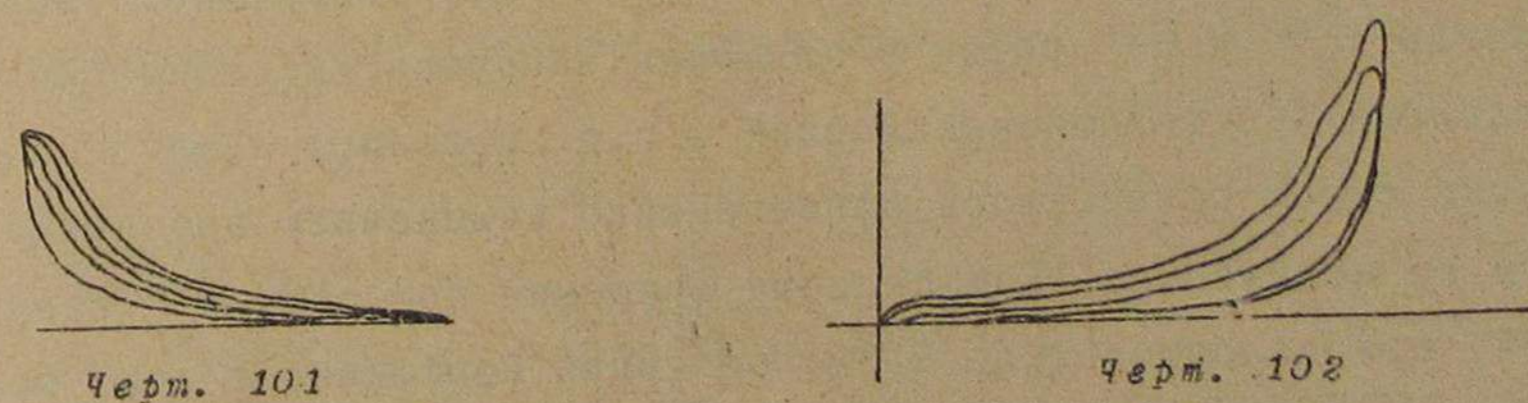


сжатия при малых нагрузках изменяет свое положение относительно атмосферной линии, приближаясь к ней, давление сжатия и объемный коэффициент уменьшаются с падением нагрузки, что ведет к понижению термодинамического к.п.д. Преимуществом этого способа является то, что при понижении нагрузки вместе со средним положительным давлением на поршень за рабочий ход, уменьшается или растет среднее отрицательное давление за ход сжатия, что влечет за собой более выгодное распределение тангенциальных усилий и повышает равномерность хода; кроме того, это регулирование достигается с помощью простых конструктивных устройств /дроссель-клапан/. Это регулирование наиболее распространено.

г/ Регулирование смешанное, представляющее соединение способов б/ и в/; напр. при больших нагрузках изменяется пропорция смеси, при малых нагрузках пропорция смеси не меняется, но регулируется количество заряда; конечно, возможны и другие комбинации; при этом способе регулирования коэффициенты смешения и объемный не постоянны по величине при различных нагрузках. Соответствующие индикаторные диаграммы для смешанного способа регулирования на черт. 100-а и 100-в.



В двигателях постепенного горения /Дизеля/ и других двигателях со впрыскиванием жидкого топлива в цилиндры, регулятор оказывает воздействие на топливные насосы, отчего изменяется соответственно нагрузке количество топлива, подаваемого в цилиндры. Количество засасываемого воздуха с нагрузкой не изменяется, следовательно, объемный коэффициент постоянный. Диаграммы регулировки /для Дизеля/ приведены на черт. 101



При производстве испытаний двиг. вн. гор. диаграммы регулирования обычно снимают, изменяя нагрузку ступенями, и зачерчивая диаграммы, отвечающие разным мощностям двигателя, на один лист бумаги, как это показано на черт. 101 для двигателя Дизеля и черт. 102 для двиг. быстр. гор. /жидкого топлива/.

**18. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ К. П. Д. ИДЕАЛЬНОГО ЦИКЛА И ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМОВ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ БЫСТРОГО ГОРЕНИЯ. \*)**

Теоретический к.п.д. кругового процесса двиг. быстр. гор. \*\*)

$$\eta_t = 1 - \Sigma^{1-\chi} \dots \dots \dots (97)$$

растет с повышением степени сжатия  $\Sigma$ , т.е. с давлением в конце сжатия и зависит от отношения теплоемкостей  $\chi = \frac{C_p}{C_v} > 1$ , увеличиваясь или уменьшаясь вместе с ними. Так как для бедных смесей  $\chi$  по величине больше, то в двигателях быстрого горения следует /теоретически/ пользоваться бедными рабочими смесями.

Степень сжатия:

$$\Sigma = \frac{V_k + V_h}{V_k} \dots \dots \dots (98)$$

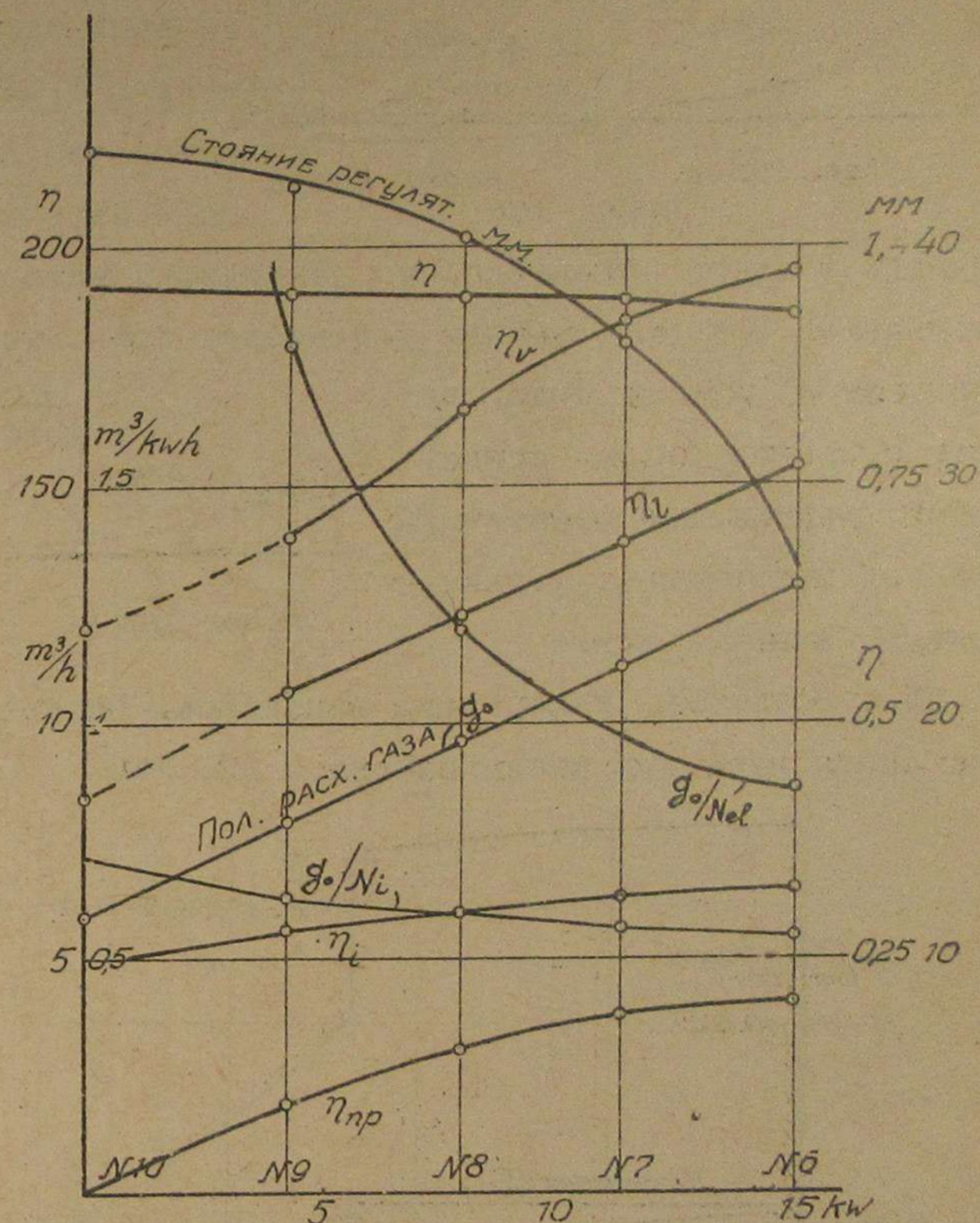
где  $V_k$  - объем пространства сжатия, а  $V_h$  - объем, описываемый поршнем.

а) Влияние изменения нагрузки. На черт. 103 приведены результаты испытаний газового двигателя небольшой мощности, произведенных при различных нагрузках. Общий расход газа  $G_o$  изменялся с нагрузкой по линейному закону, расход на холостой ход составлял около 46% расхода газа при полной нагрузке. Удельные расходы  $\frac{G_o}{N}$  и  $\frac{G_o}{N_i}$  росли с падением нагрузки, экономический /промышленный/ и термодинамический к.п.д. падали. Регулирование впуска смеси совершалось одновременно изменением пропорции смеси и ее количества. Коэффициент смешения при полной нагрузке 7,37, при холостом ходе 9,32; объемный коэффициент при полной нагрузке 0,973, при холостом ходе 0,608. Индикаторные диаграммы для трех нагрузок приведена на черт. 104, 105 и 106.

\*) Более подробно см. об этом Gramberg, Maschinenuntersuchungen §§ 96, 98, 99, 102, 103, 104 и 164 изд. 1924 г.

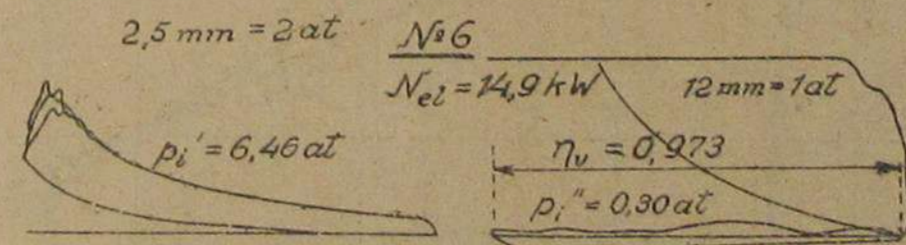
\*\*) Вывод ф-лы /97/ см. курса термодинамики, напр. Юле, Погодина, Яцyna и др.

Большой интерес представляют опыты, произведенные с тем же двигателем, результаты которых приведены на черт. 107 и в таблице IX. Опыты имели целью установить условия, при которых двигатель развивает максимальную мощность\*). Генератор постоянного тока, соединенный с двигателем, получал возбуждение от постороннего источника. Сначала двумя большими скачками нагрузка генератора тока была доведена от нуля до полной /опыт N 89, 90 и 91/ ; число оборотов с увеличением нагрузки несколько понизилось



Черт. 103

для поддержания постоянного напряжения был увеличен ток возбуждения с 0,57а при холостом ходе до 0,76а при полной нагрузке /11,1квт/. На черт. 107 соответствующие величины нанесены в зависимости от величины, обратной электрическому сопротивлению /проводимости / внешней нагрузочной цепи. Регу-

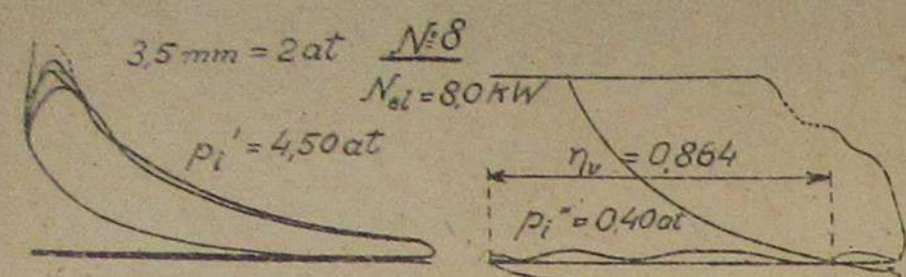


Черт. 104-а

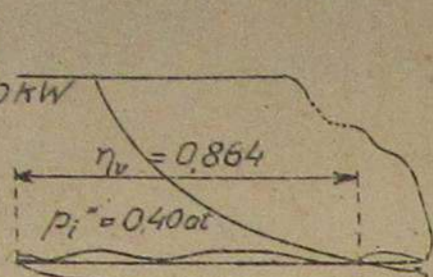
Черт. 104-б

\*) Максимальной мощностью наз. та, при превышении которой двигатель сильно снижает число оборотов.

лятор при опытах с 89 до 91 упал с 44 мм до 28 мм над своим, наи-  
 низшем положением. В опыте № 92 внешняя нагрузка была еще не-



Черт. 105-а



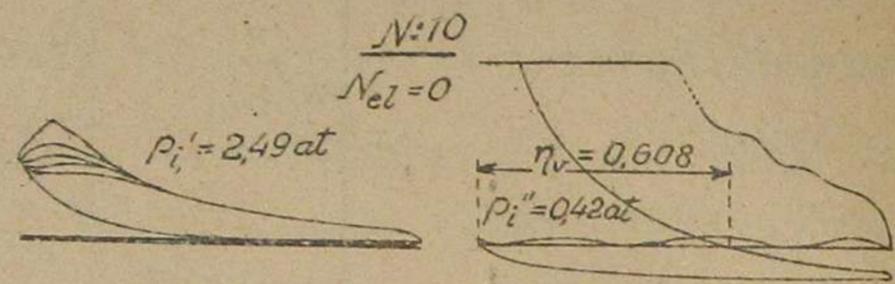
Черт. 105

сколько увеличена, для чего  
 проводимость цепи была изме-  
 нена с 0,227 до 0,235 МО

регулятор при опыте № 92 на-  
 ходился еще на 17,5 мм выше

своего нижнего положения, но наибольшая мощность уже была пос-  
 зойдена. При еще большем увеличении проводимости внешней сети,

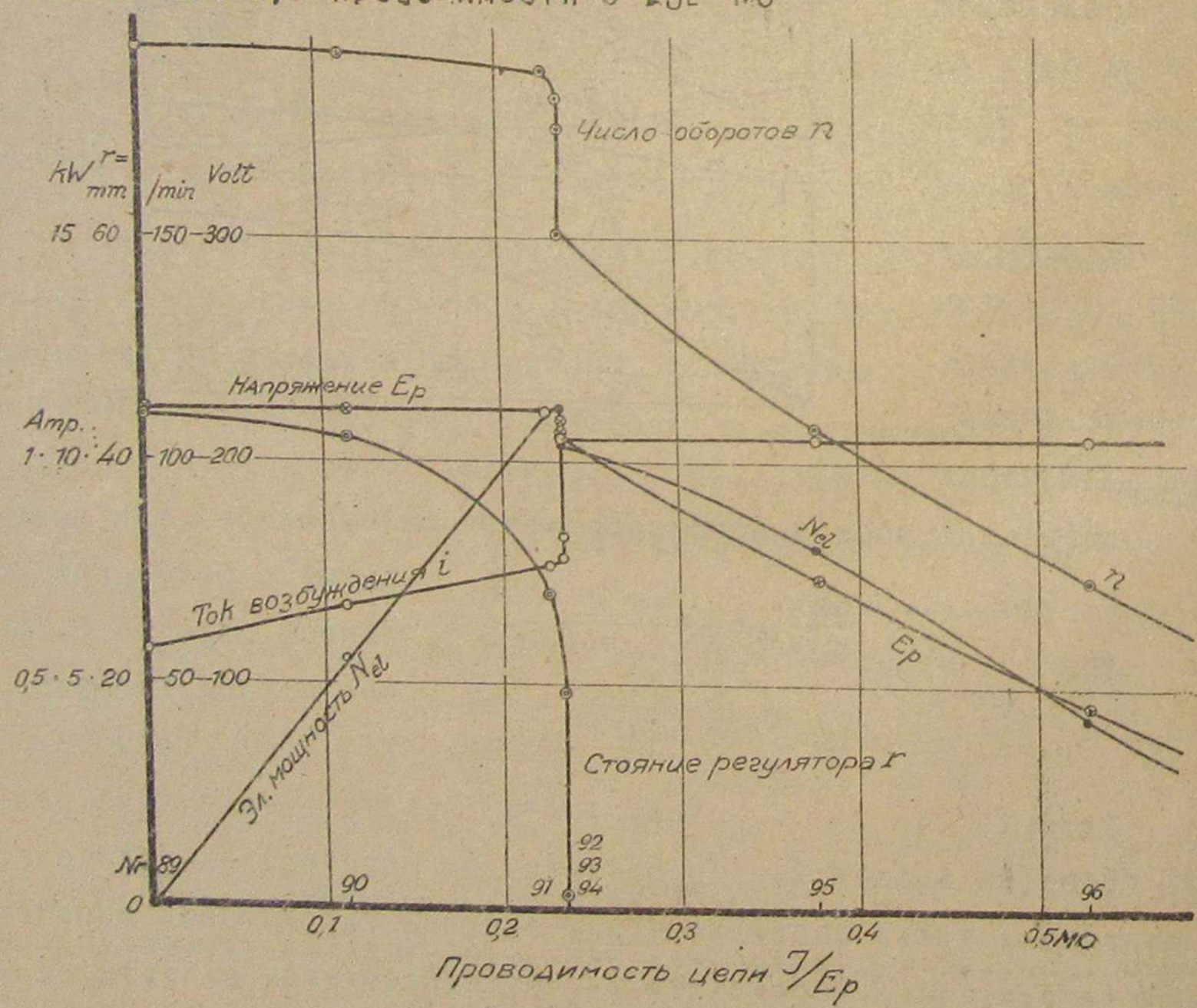
регулятор упал до нуля, чи-  
 сло оборотов сильно пони-  
 лось, напряжение генератора  
 упало, несмотря на увеличе-  
 ние тока возбуждения до



Черт. 106-а

Черт. 106-б

1,05а; мощность генератора снизилась. Наибольшая мощность бы-  
 ла достигнута при проводимости 0,235 МО



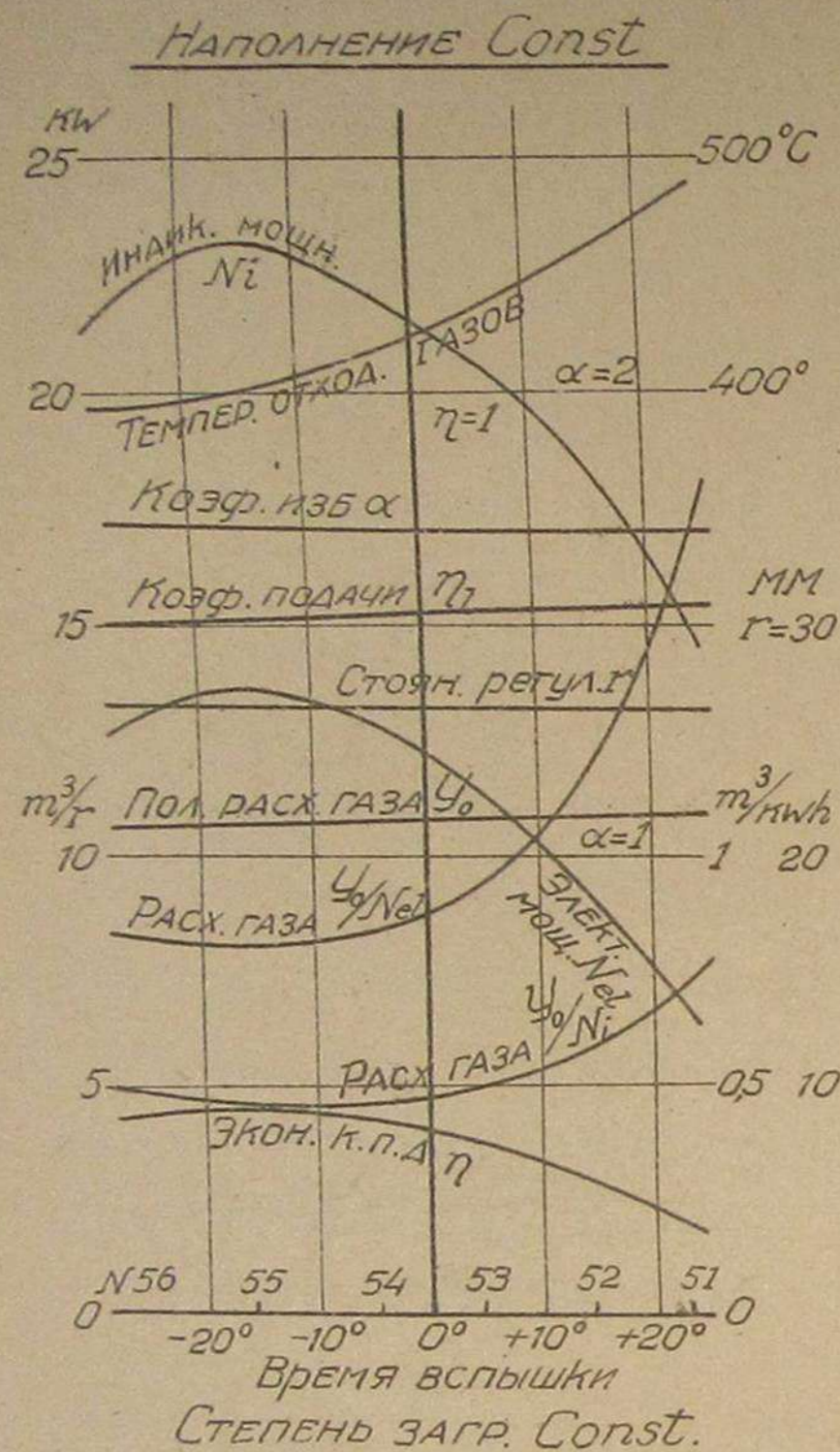
Черт. 107

Т А Б Л И Ц А IX.

№ опыта	89	90	91	92	93	94	95
1. Проводимость внешней цепи $1/E_p$ МО	0	0,113	0,227	0,235	0,235	0,235	0,377
2. Ж контакта релюста возбуждения Ж	3	12	20	22	25	41	41
3. Ток возбуждения Амр.	0,57	0,67	0,76	0,78	0,82	1,05	1,05
4. Время вспыхки перед мертвой точкой °	-16,5	-10	-4	-5	-6	-11	-17,5
5. Напряжение на клеммах генератора $E_p$ В	222	222	221	217	216	212	146
6. Электрическая мощность $N_{el} = E_p I$ кВт	0	5,55	11,1	11,1	11,2	10,4	8,03
7. Число оборотов $n$ /min	192	190,1	186,7	181,7	174,1	151	107,8
8. Стояние регулятора $r$ min	44	42	28	17,5	1,5	0	0
9. Об'емный коэффициент $\eta_v$	0,595	0,745	0,985	0,985	0,985	0,995	1
10. Коэффициент смещения $L_0/\omega_0$	12	10,4	9,3	9,5	9,25	9,2	9,35
11. Полный расход газа $\omega_0$ $(\frac{0}{760})/h$	4,92	7,15	10,28	10,13	9,79	8,63	6,19
12. Коэффициент подачи $\eta_1$	0,44	0,57	0,76	0,77	0,78	0,78	0,79
13. Ст. индикаторное давление $P_i$ атм.	2,07	3,41	4,84	5,16	5,11	5,3	5,2
14. Температура стходящих газов °C	343	374	419	422	420	396	354



ком постоянства коэффициента смещения служит постоянство коэффициента избытка воздуха, определяемого по результатам анализа отходящих газов/.



Противуположные результаты получились в опыте N 61 /чертеж 113/ где вспышки происходили с опережением при  $Z = -38^\circ$ . Из диаграммы опыта N 61 /черт.113/ видно, что повышение давления вследствие горения топлива началось еще до прихода поршня в мертвую точку; диаграмма имеет заостренную форму с небольшим шлейфом около мертвой точки; в подобных случаях высокие давления при горении, направленные перед приходами поршня в мертвую точку против его движений, создают беспокойный ход двигателя.

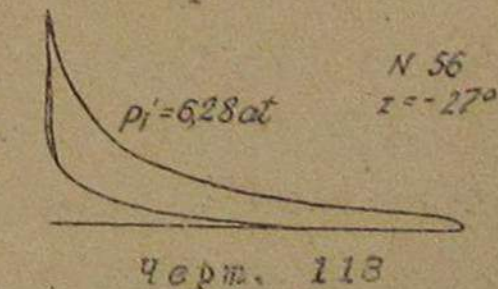
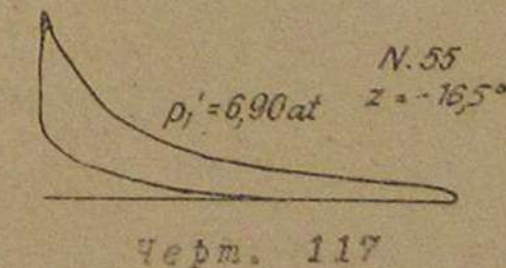
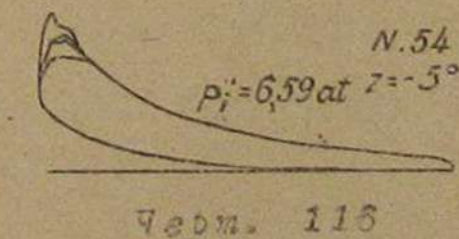
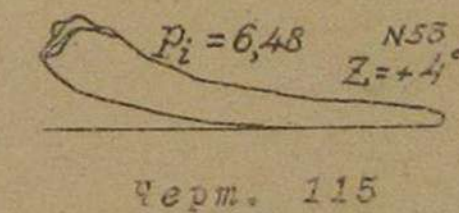
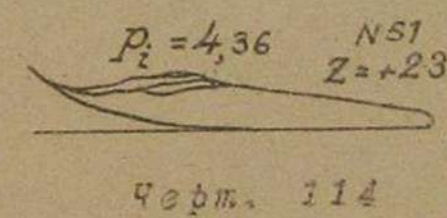
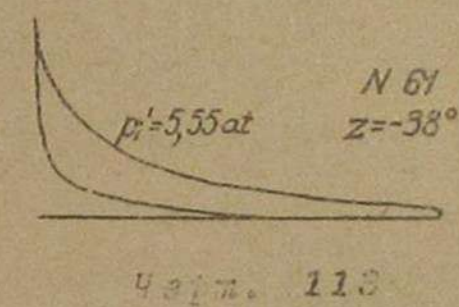
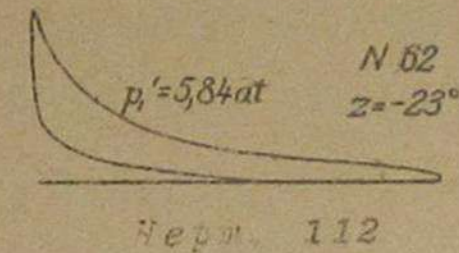
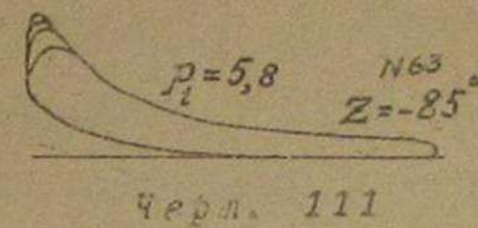
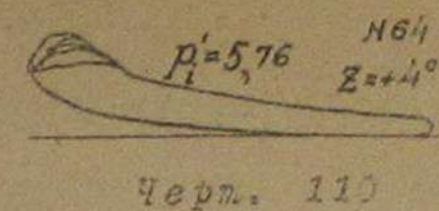
И слишком поздние вспышки и слишком ранние экономически не

Из индикаторной диаграммы опыта N 51 /черт.114 /, в котором воспламенение топлива совершалось с опозданием при  $Z = +23^\circ$  (Z-угол поворота кривошипа главного вала относительно его положения при нахождении поршня в мертвой точке, вблизи которой происходит вспышка/ , видно, что расширение газов совершалось сперва/до момента вспышки/ по кривой сжатия, а затем уже начиналось повышение давления вследствие горения топлива, но из-за быстрого движения поршня, после перехода его через мертвое положение, наивысшее давление при горении было незначительно.

выгодны, так как при указанных условиях не используются в полной степени предварительные сжатия смеси. Действительно, при слишком поздней вспышке, горение происходит когда давление уже упало; при слишком ранней, когда давление сжатия еще не достигло своей конечной величины, но так как к.п.д. цикла /формула 97/ тем выше, чем выше степень предварительного сжатия  $\Sigma$ , то следует ожидать, что и при слишком ранних и слишком поздних вспышках экономичность работы падает.

Из кривых черт.108 видно, что при постоянной мощности наибольшая экономичность была достигнута при  $Z = -15^\circ$  перед мертвой точкой /что соответствовало опережению по времени 0,0143 сек., при числе оборотов во время опыта 171,3 в минуту/. Наиболее экономичной работе при постоянной мощности отвечает наименьшая температура отходящих газов /черт. 108/.

С точки зрения получения наименьшей мощности наиболее выгодно вспышка также с опережением  $Z = -15^\circ$  /черт.109/.



Выгоднейшим условиям работы соответствует наивыгоднейшая форма индикаторных диаграмм, при максимальной мощности N 55 /черт. 117/ при работе с постоянной мощностью N 62 и N 63 /черт. 111 и 112/. В последних 2-х опытах экономичность была одинаковая, но форма диаграммы N 63 выгоднее, так как при меньшем опережении вспышки ход двигателя более спокоен.

Описанные опыты были проведены с двигателем, имевшим электрическое запальное устройство. Но все вышесказанное справедливо и для двигателей, имеющих другой запал, напр. запальные трубки /применяются исключительно в мелких двигателях/. При наличии запальной трубки время вспышки можно также изменять в широких пределах, напр. при слишком ранних воспламенениях передвигают накаленный пояс ближе к внешнему концу трубки или берут трубку с более узким запальным каналом; при слишком поздней вспышке поступают наоборот; наивыгоднейшая форма индикаторных диаграмм сходна по виду с приведенными выше диаграммами N 62, 63 и 55 /черт. 111, 112 и 117/.

#### б/ Влияние степени смешения

Пропорция, в которой смешиваются воздух и газ, влияет на вид индикаторной диаграммы, так как в зависимости от состава смеси изменяется скорость, с которой горение распространяется через горючую смесь.

Пропорцию смеси можно изменять произвольно, изменяя с одной стороны подвод воздуха, а с другой подвод газа. Если на газоподводящей трубе имеется вентиль /или кран/, то он может служить для регулировки притока газа, в нужном случае его можно снабдить соответствующей шкалой, предварительно отградуировав. Там где воздух берется из особой трубы, на ней также можно поставить дроссельный клапан. В малых машинах воздух засасывается через отверстие в станине; изменения притока воздуха можно добиться, закрывая часть отверстий, через которые воздух поступает в цилиндр; конечно, площадь остальных отверстий должна

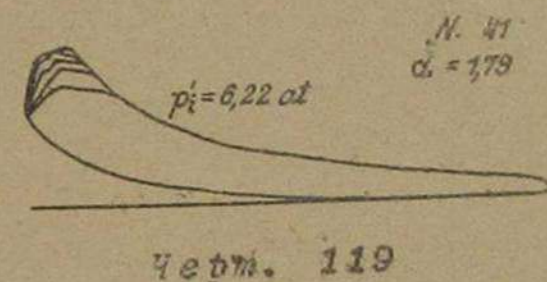
\*) /черт. 117/. 1/ (черт. 111 и 112)

быть достаточно велика, чтобы в цилиндре не получалось слишком сильного понижения давления.

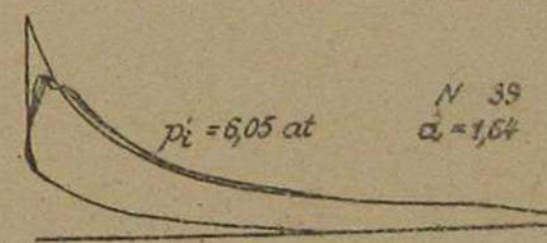
Указанным образом можно изменять коэффициент смешения в значительных пределах; границы изменения определяются тем, что при слишком богатой смеси, горение происходит со взрывом, ход машины не спокоен и возникают колебания; наоборот, при слишком бедной смеси воспламенение топлива может вовсе не произойти или, еще раньше этого, будет достигнут холостой ход двигателя. Чем богаче смесь, тем острее получаются диаграммы, так как горение происходит с тем большей скоростью, чем ближе коэффициент избытка  $\alpha$  к единице.

На черт. 119-120 и 121 приведены индикаторные диаграммы, отвечающие различным значениям  $\alpha$ ; воспламенение во всех случаях совершалось в одно и то же время, около мертвой точки, но горение происходило с различной быстротой, что и отразилось на виде диаграмм. /Еще на черт. N 39 в одном ходе имела место случайная преждевременная вспышка, что произошло, вероятно, вследствие наличия в цилиндре тлеющего хлопка сажи, который затем сгорел/.

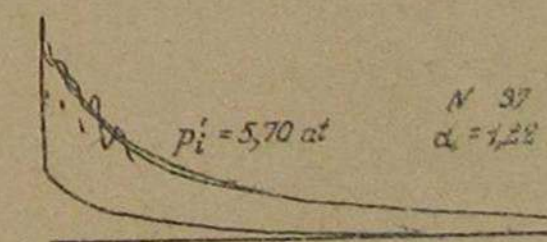
На черт. 122 приведены результаты соответствующих опытов, произведенных при постоянной электрической мощности  $N_{0.1}$ ; при повышении коэффициента избытка, общий расход  $G_0$  газа падал, но не сильно; удельный расход газа  $\frac{G_0}{N_{0.1}}$  слегка уменьшался; температура отходящих газов понижалась с повышением экономичности работы; регулятор падал настолько сильно, что мощность опыта /13кв/ была достижима при коэффициенте избытка не выше  $\alpha = 1,8$ .



Черт. 119



Черт. 120

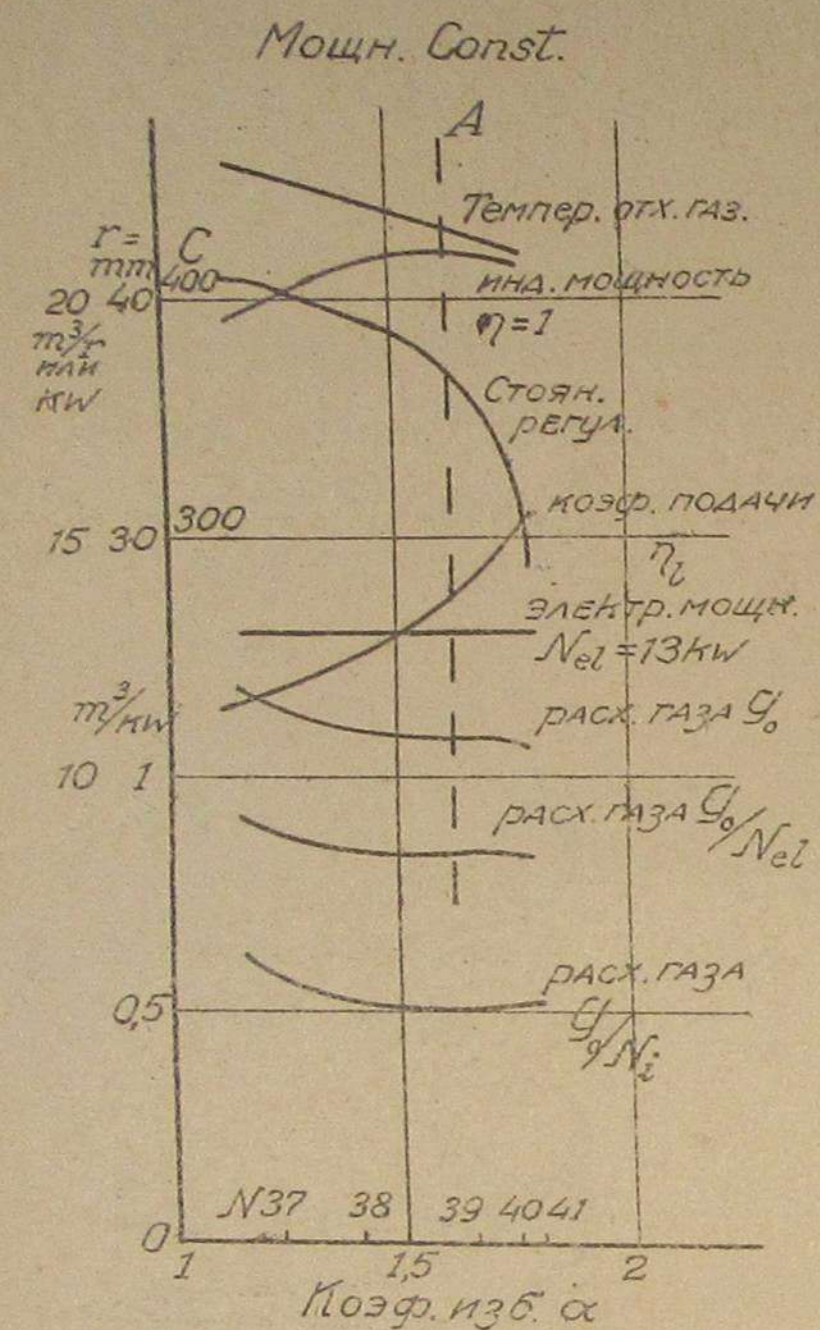


Черт. 121



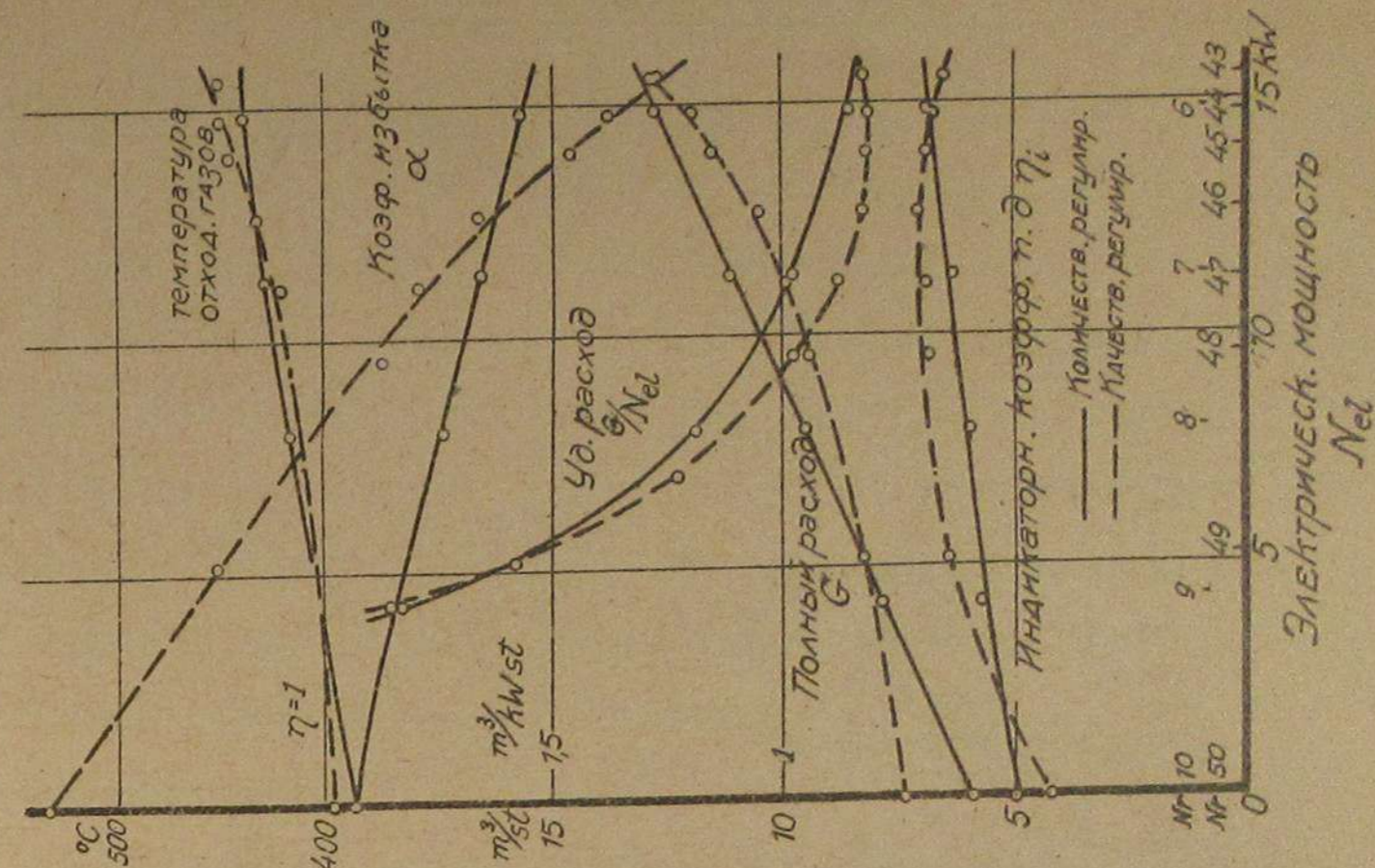
При постоянном положении регулятора /постоянном наполнении, объемном коэффициенте и степени загрузки двигателя/, мощность сильно падала с ростом  $\alpha$  /черт. 123/, но одновременно уменьшался и полный расход газа. Удельные расходы  $\frac{G_0}{N}$  и  $\frac{G_0}{N_{el}}$  в довольно широких границах от  $\alpha = 1,3$  до  $\alpha^* = 1,7$  оставались приблизительно постоянными. При очень большом коэффициенте избытка экономичность резко снижалась и при  $\alpha = 2,6$  удельный расход был  $\frac{G_0}{N_{el}} = \infty$ , так как при этом  $\alpha$  двигатель работал в холостую. Наибольшая мощность растет с приближением  $\alpha$  к единице; температура отходящих газов в рассматриваемом случае не является показателем экономичной работы.

На черт. 124 приведены результаты опытов, произведенных для сравнения регулирований наполнением и изменением пропорции смеси; кривые обеих серий опытов имеют в общем сходный характер, но при больших нагрузках при регулировании пропорции смеси, результаты более выгодны\*). Данные опытов не являются особенно показательными, т.к. при мощности 12,5квт, при которой коэффициент избытка при обоих способах регулирования был одинаков, соответствующие кривые должны были бы пересекаться; что не имеет места, вероятно, вследствие ошибок в измерениях.

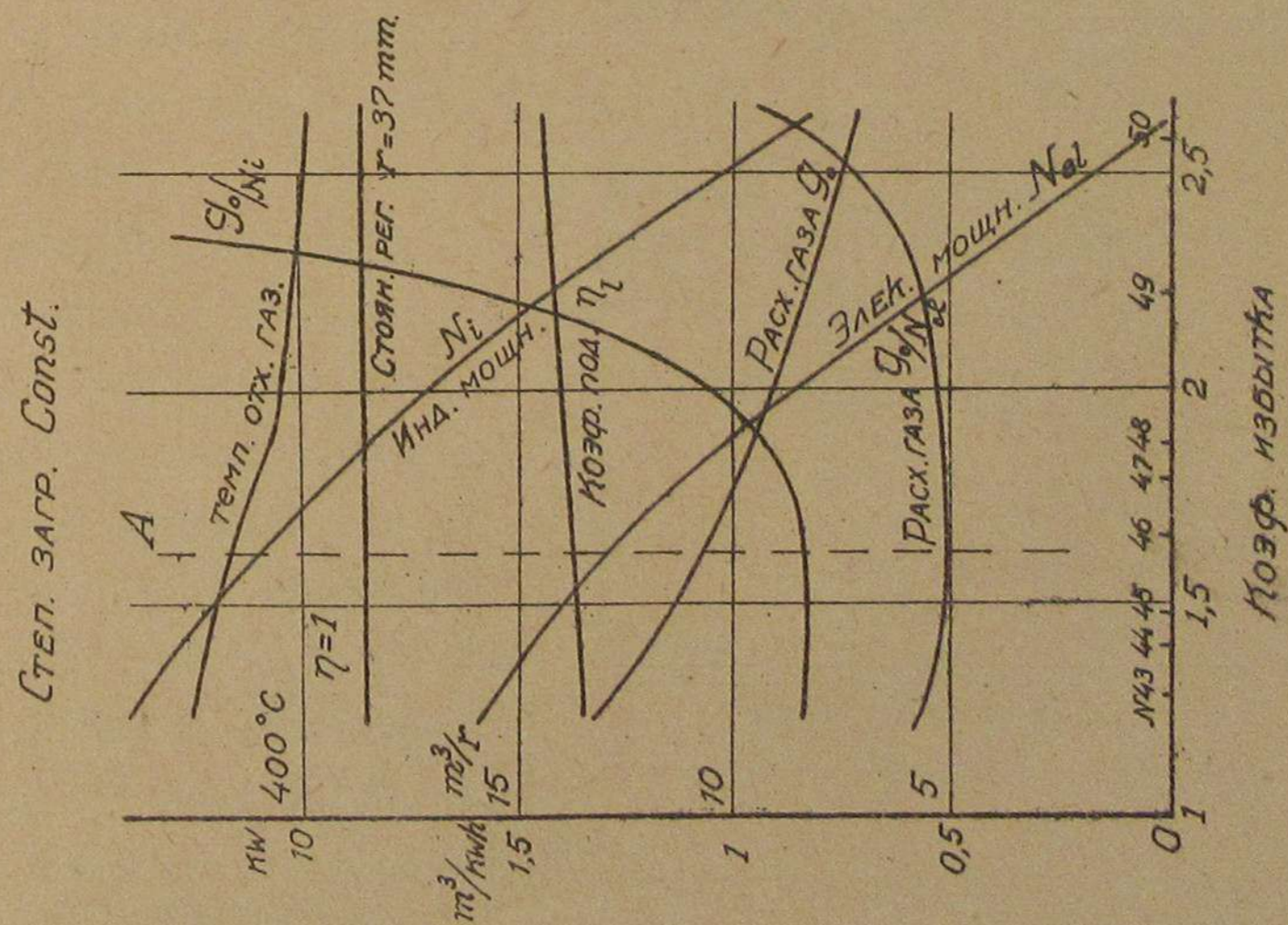


Черт. 122

\*) Эти результаты вполне согласуются с теоретическими исследованиями Неллэндрингата и Мазега относительно выгодности различных регулирований для газовых двигателей. См. 7. д. V, с. 1, 1912, стр. 30 и 1913 г., стр. 698.



Черт. 124



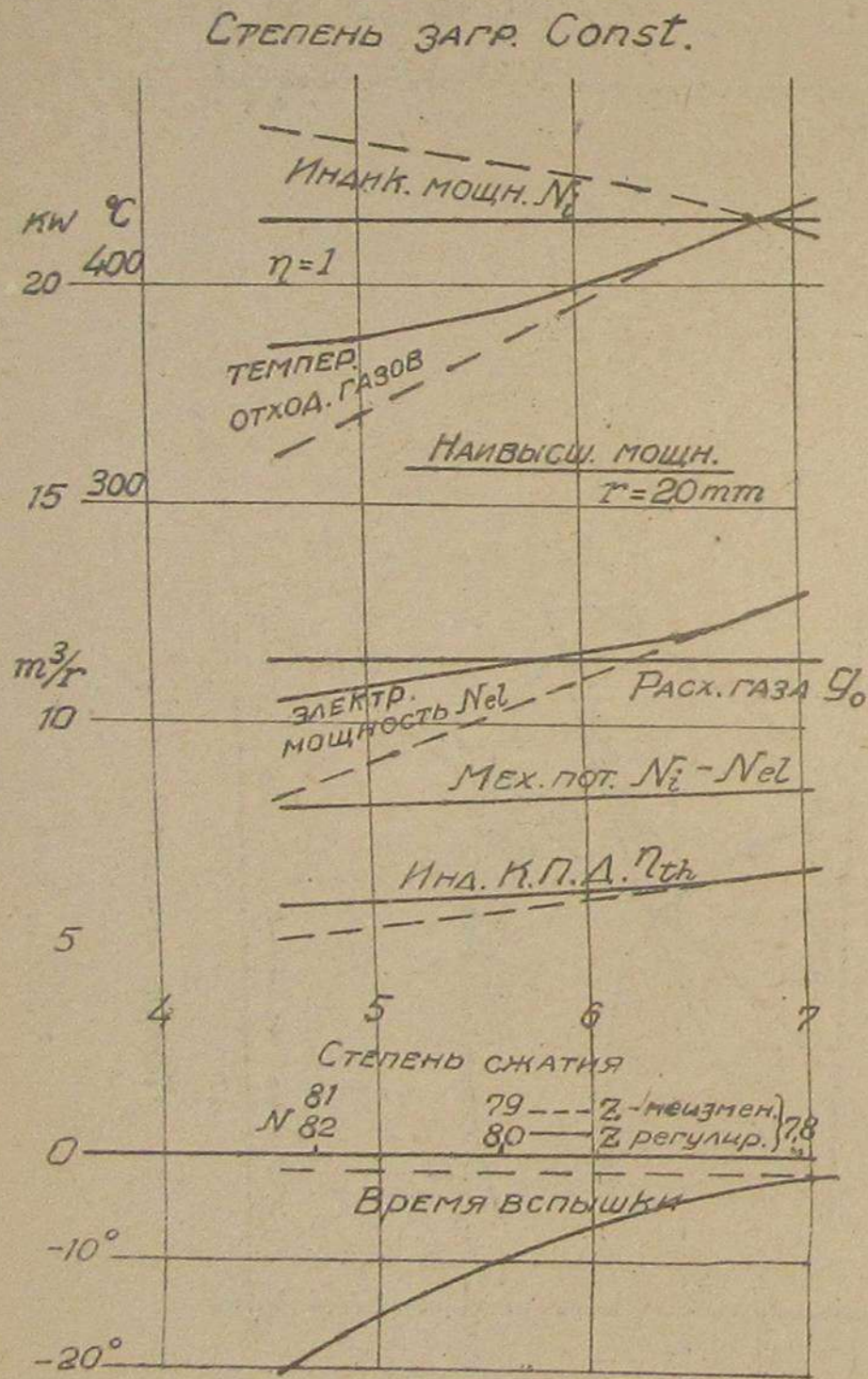
Черт. 123

д) Влияние степени сжатия.

Для определения степени сжатия  $\Sigma$  /формула 98/ необходимо знать  $V_h$  - объем описываемый поршнем\*) и  $V_k$  - объем пространства сжатия.  $V_k$  - определяется путем вливания в пространство над поршнем через индикаторный штуцер или иное отверстие масла или другой жидкости подходящей вязкости для уменьшения утечки ее, при мертвом положении поршня, вблизи которого происходит вспышка /в этом положении поршня оба клапана закрыты/; расход масла измеряется. При вливании необходимо следить за хорошим удалени-

ем из цилиндра воздуха.

В некоторых двигателях объем пространства сжатия можно изменять, выбирая его величину соответственно приемлемому сорту топлива. При выборе величины объема  $V_k$  руководствуются тем, что с повышением сжатия растет экономичность работы, но с другой стороны при чрезмерном уменьшении  $V_k$  могут происходить преждевременные вспышки уже во время сжатия смеси, что ведет к толчкам в работе и создает невозможные условия для управления процессом горения. В таблице X приведены значения наивысших допустимых давлений сжатия для



Черт. 125

двиг. быстрого горения. Для возможности изменения объема сжатия некоторые двигатели строятся с шатунами, позволяющими изменять

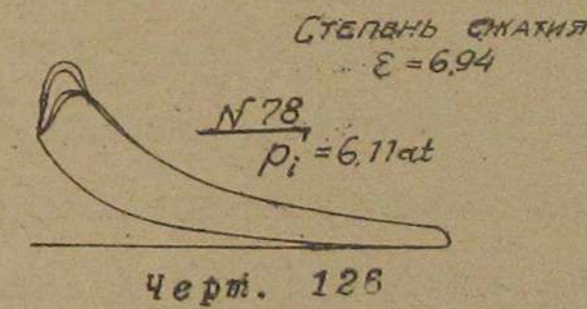
\*)  $V_h$  - определяется по диаметру цилиндра и ходу поршня.

их длину, путем вставки прокладок в головку шатуна.

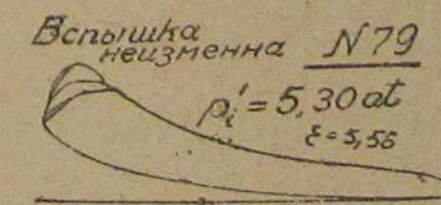
ТАБЛИЦА X.

Сорт топлива	Давление сжатия атм.	Сорт топлива	Давление сжатия атм.
Светильный газ	8 - 10	Нефть	4 - 6
Генераторный газ	10	Керосин	4 - 6
Доменный газ	10 - 14	Бензин	5 - 6
Газ коксовых печей	10	Слирт	7 - 10

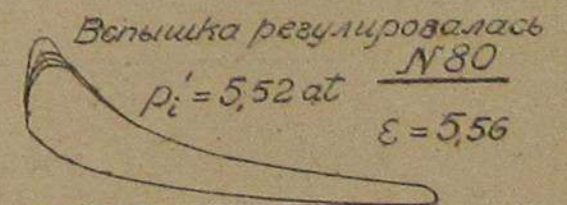
На черт. 125 приведены результаты опытов, проведенных с одним и тем же двигателем при степенях сжатия 4,69; 5,56 и 6,94. Опыты произведены при неизменном во всех случаях положении регулятора, отвечающем наивысшей мощности. Одна серия опытов проведена при неизменных временах вспышек, в другой серии испытаний время вспышек регулировалось до получения хорошей формы диаграмм. Индикаторные диаграммы опытов приведены на черт. 126-130.



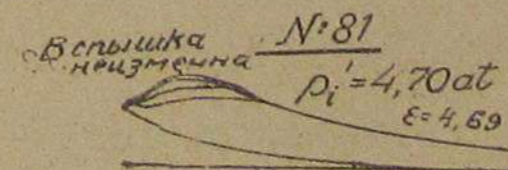
Черт. 126



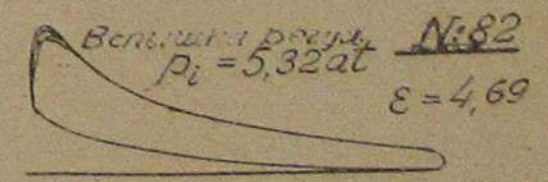
Черт. 127



Черт. 128



Черт. 129



Черт. 130

Из результатов опытов видно, что с падением сжатия при регулируемых вспышках наибольшая мощность падала не так быстро, как и неизменных вспышках. Так как расход топлива почти не менялся, то экономичность двигателя тем хуже, чем меньше сжатие.

Испытания, произведенные при тех же сжатиях, но при постоянной электрической мощности 10,7кв с регулировкой времени вспышек дали следующие результаты:

Т А Б Л И Ц А XI.

Степень сжатия $\Sigma$	6,94	5,56	4,69
Толный расход газа $G_0$ $\text{м}^3 \left( \frac{0}{760} \right) / \text{ч}$	10,1	10,8	11,1
Товельный расход газа $G_0 / N_{el}$	0,945	1,02	1,04
" " $G_0 / N_i$	0,57	0,575	0,59
Термодинамический к.п.д. $\eta_T$	31,2	31	29,9

При постоянной мощности экономичность с повышением сжатия росла, но не сильно.

Из рассмотрения результатов приведенных опытов можно сделать вывод, что преимущество высокого сжатия заключается не столько в повышении экономичности, сколько в возможности при большем  $\Sigma$  повысить максимальную мощность; поэтому увеличение сжатия имеет смысл, если двигатель должен работать с высокой нагрузкой.

е/ Влияние количества охлаждающей воды.

При неизменной электрической мощности уменьшение количества охлаждающей воды ведет к повышению ее температуры при выходе, двигатель становится теплее, механические потери уменьшаются; понижение потерь трения обязано уменьшению вязкости масла. На черт.131 приведены результаты соответствующих опытов с газовым двигателем. При постоянной электрической мощности индикаторная мощность и расход газа  $G_0$  понижались с уменьшени-

ем количества охлаждающей воды, регулятор повышался, объемный коэффициент падал. При уменьшении количества охлаждающей воды с 1000 лит/ч до 500 лит/ч расход газа на 1 кв.квт понижался с 0,843 до 0,791 м<sup>3</sup>, т.е. на 6%. Следовательно, с экономической точки зрения более выгодна работа с более высокой температурой охлаждающей воды при выходе, ее высшие допустимые значения были указаны в § 14.

При уменьшении расхода воды для охлаждения при неизменной мощности потери с отходящими газами почти не меняются, потери с охлаждающей водой сильно падают, но потери лучеиспускания /остаток баланса/ возрастает, так как двигатель теплее.

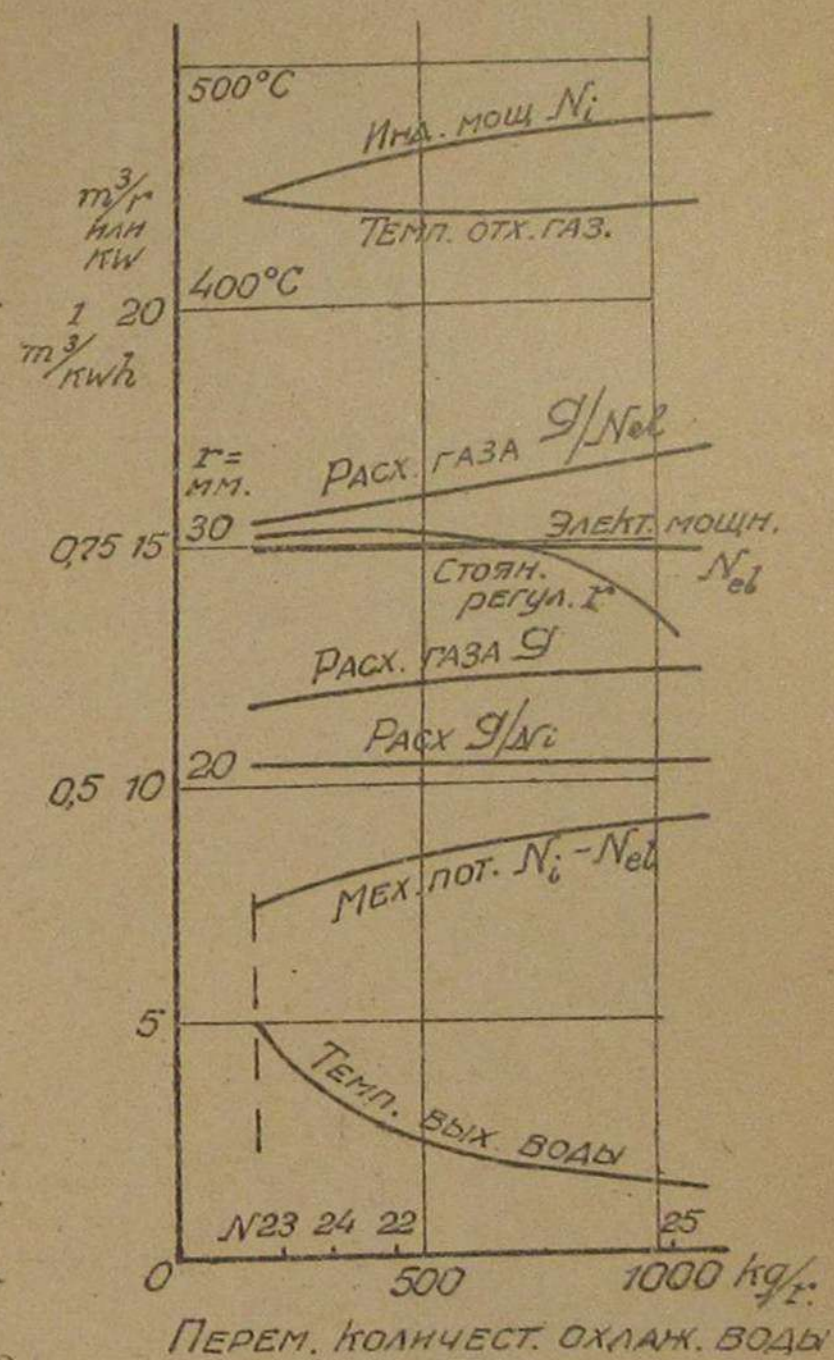
г/ Влияние числа оборотов двигателя.

На экономичность работы двигателя оказывает влияние и скорость его вращения. При понижении числа оборотов уменьшаются механические потери, отчего понижается расход топлива на единицу электрической энергии. Расход на единицу индикаторной энергии почти не меняется.

Согласно опытам проф. Gramberg'a с газовым двигателем при неизменной электрической нагрузке понижение числа оборотов двигателя на 27% дало экономию расхода топлива в 16,5%.

Понижение числа оборотов связано с падением максимальной мощности двигателя.

На станциях постоянного тока этот прием можно с успехом применять в периоды работы с малой нагрузкой машин. Понижение



числа оборотов достигается подвешиванием соответствующего груза к муфте регулятора.

### 19. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМОВ НА ЭКОНОМИЧНОСТЬ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ.

Теоретический к.п.д. кругового процесса дв. пост. гор.\*)

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\Sigma^{-1}} \cdot \frac{\rho - 1}{\chi(\rho - 1)} \dots \dots \dots (100)$$

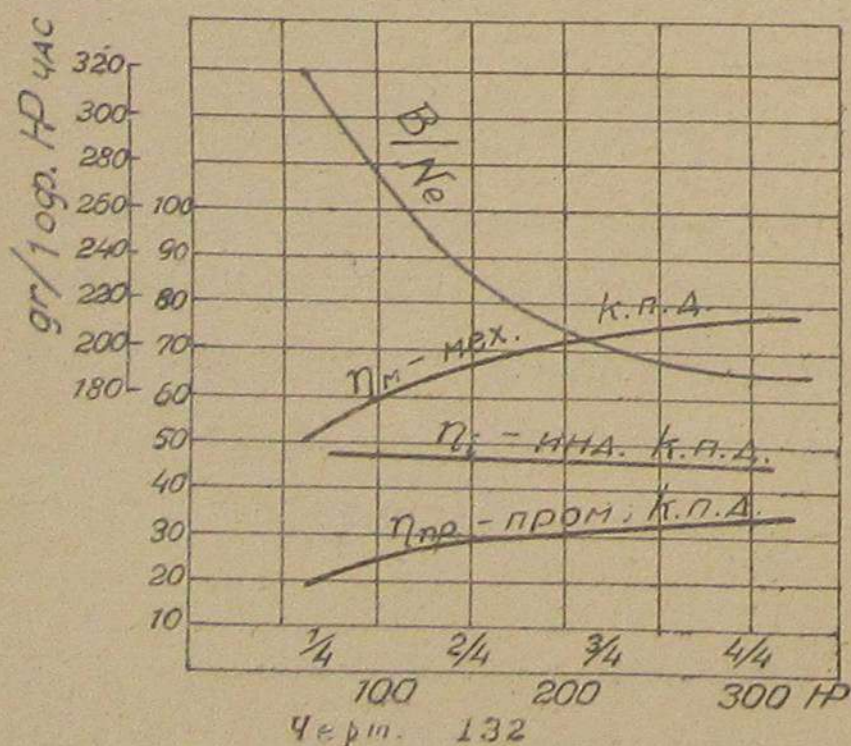
где  $\Sigma$  - степень сжатия,  $\chi = \frac{C_p}{C_v}$  и  $\rho$  - степень предварительного расширения при горении.

Из выражения  $\eta_t$  видно, что он возрастает с увеличением  $\Sigma$ , увеличением  $\chi$  и с уменьшением  $\rho$ . Действительно\*\*)

при $\rho =$	1,5	2	3	
$\eta_t =$	0,535	0,512	0,471	при $\chi = 1,3$ и $\Sigma = 16$
$\eta_t =$	0,616	0,588	0,54	при $\chi = 1,414$ и $\Sigma = 13$

#### а/ Влияние изменения нагрузки.

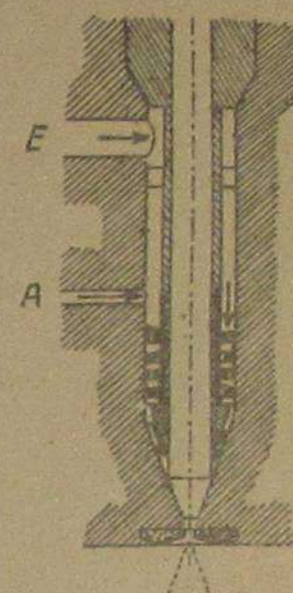
Из кривых черт. 132 видно, что с уменьшением нагрузки индикаторный к.п.д. /к.п.д. действительного цикла/ слегка повышается. Это явление легко



объяснимо. На черт.133 приведен разрез топливного клапана /форсунки/ двигателя Дизеля. Топливо, подаваемое топливным насосом, проходит по каналу А и скопляется в нижней части клапана. Ка-

\*) Вывод р-ли /100/ см. курс Термодинамика, нагр. ПЛВ ЯЦЕБА ш др.

налом Е клапан соединяется с рабочим резервуаром сжатого воздуха; следовательно, топливо в клапане находится под давлением пульверизирующего воздуха. Впрыскивание топлива в цилиндр совершается в момент, когда поднимается сита С под действием соответствующего рычага, получающего движение от распределительного вала двигателя.



Черт. 133

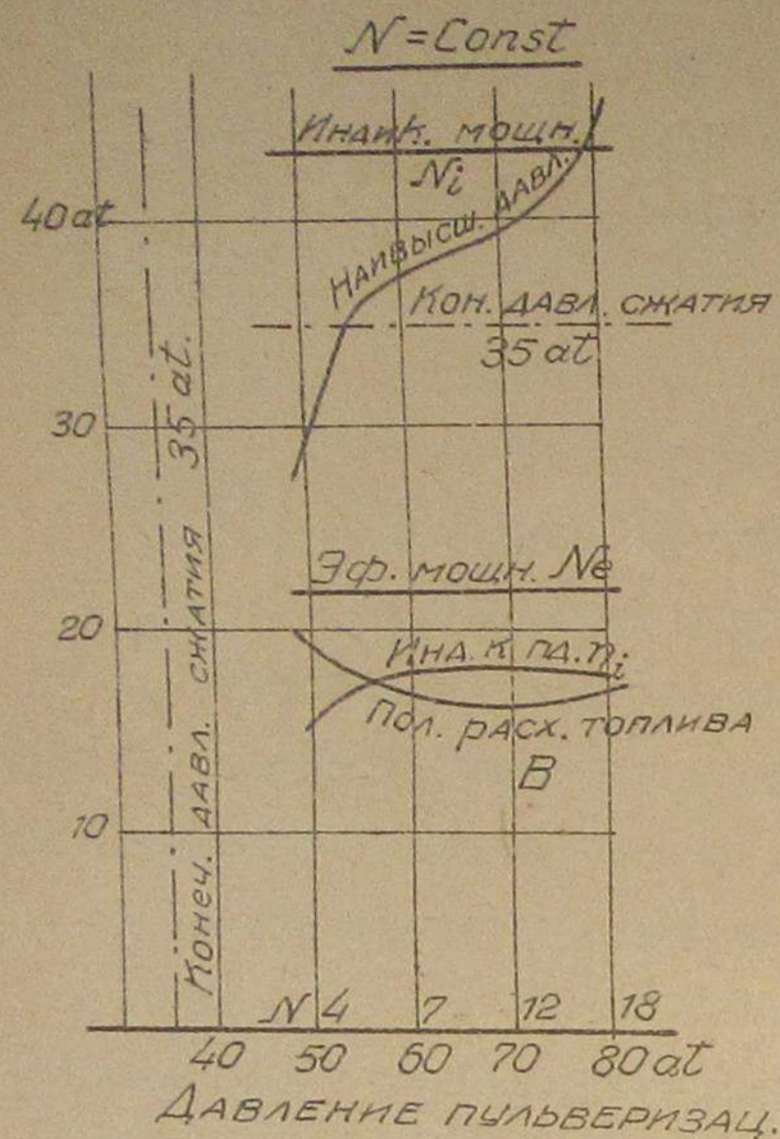
Количество топлива, подаваемого за каждый раз в расширительный /топливный/ клапан регулируется по нагрузке двигателя. Выше было указано, что к.п.д.  $\eta_t$  цикла двигателя Дизеля тем выше, чем меньше степень предварительного расширения при горении, т. е. чем короче период горения; но период горения очевидно уменьшается, при прочих равных условиях, с уменьшением количества топлива, впрыскиваемого за каждый раз при пульверизации, т. е. с уменьшением нагрузки двигателя.

Несмотря на повышение индикаторного к.п.д., экономический к.п.д. с падением нагрузки уменьшается, вследствие сильного уменьшения при том же условии механического к.п.д.

#### б/ Влияние давления пульверизации на экономичность работы.

Так как индикаторный к.п.д. тем выше, чем короче период горения, т. е. чем меньше промежуток времени в течение которого совершается впрыскивание топлива в цилиндр, то следует ожидать, что при прочих равных условиях индикаторный к.п.д. будет тем больше, чем выше будет давление пульверизирующего воздуха, потому что при большем давлении пульверизации заряд топлива будет введен внутрь цилиндра в меньший промежуток времени. Не следует однако упускать из вида и того обстоятельства, что для получения пульверизирующего воздуха большего давления потребуются большая затрата работы на его сжатие, отчего экономический к.п.д. может и не повыситься, а наоборот упасть.

Спыт это вполне подтверждает, на черт. 134 приведена диаграмма работы 4-тактного двигателя Дизеля при постоянной нагрузке,



Черт. 134

на работы 4-тактного двигателя Дизеля при постоянной нагрузке, но при различных давлениях пульверизации. Наименьший расход топлива имел место при работе двигателя с давлением пульверизации в 70 атм; при 50 атм. давления пульверизации наивысшее давление при горении было ниже конечного давления сжатия/чертеж 134 и диаграмму N 4 из цикла чертежей 135-140/, т.е. преимущество высокого давления сжатия не было использовано в полной мере, что повело к вялому горению с сажеобразованием при одновременном ухудшении экономического к.п.д. При 80 атм. давления пульверизации наивысшее давление при горении было 44,5 атм. /см. черт. 134 и диаграмму N 18 черт. 138/ - почти на 10 атм. выше конечного давления предварительного сжатия. Индикаторный к.п.д. благодаря этому возрос, но расход топлива повысился вследствие увеличения затраты работы на сжатие воздуха в компрессорах.

Подобная же зависимость экономичности работы от давления пульверизации имеет место и для двухтактных двигателей Дизеля. После пульверизации топлива в цилиндр следом за ним вдувается чистый воздух ненужный для горения в тем большем количестве, чем выше давление пульверизации и чем меньше нагрузка /чем меньше заряд топлива/; для повышения экономичности необходимо следить за тем, чтобы излишнего воздуха попадало в цилиндр возможно меньше, а для этого приходится изменять давление пульверизации с изменением нагрузки, повышая его с ее ростом.

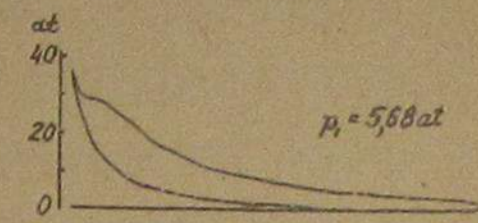
Для каждого сорта топлива наивыгоднейшие значения давления пульверизации при различных нагрузках можно установить опытом, простейшим образом путем наблюдения за цветом отходящих газов; при достаточном давлении пульверизации газы безцветны и двигатель работает без шума /за исключением нормального стука клапанов/; более точно наивыгоднейшее давление пульверизации устанавливается с помощью снимаемых индикаторных диаграмм, при одновременном наблюдении за цветом отходящих газов.

При быстроходных двигателях давление пульверизации при прочих равных условиях берется выше, так как с повышением числа оборотов для распыления топлива, испарения и смешивания его с воздухом имеется меньший промежуток времени.

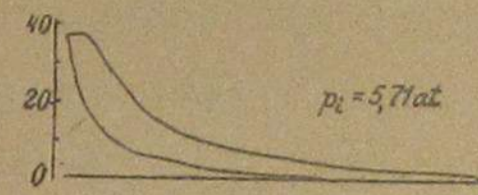
При работе двигателей Дизеля на сырой нефти при числе оборотов 180-200 в минуту давление пульверизации должно составлять при холостом ходе 38-42 атм.

"	$\frac{1}{2}$ нагрузке	45-50 "
"	полной наго.	55-60 "
"	перегрузке	68-70 "

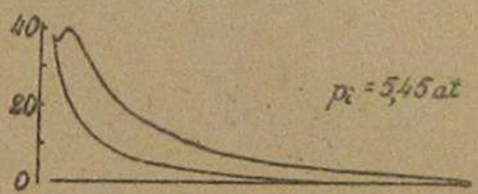
Чтобы в короткий промежуток времени произошло полное горение топлива в цилиндрах двигателей необходимо иметь воздух в большом избытке сравнительно с количеством его, теоретически необходимым для горения топлива. Так как в 4-х тактных двигателях количество забираемого в цилиндр воздуха за ход всасывания не меняется с изменением нагрузки, то улучшения процесса



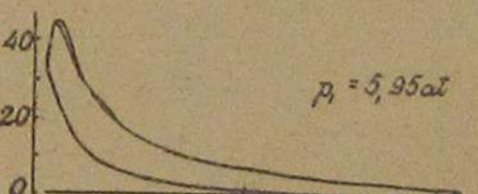
Черт. 135



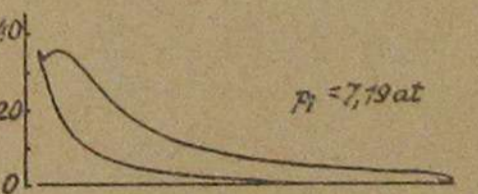
Черт. 136



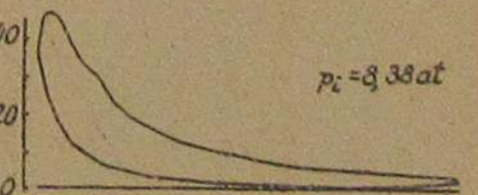
Черт. 137



Черт. 138



Черт. 139

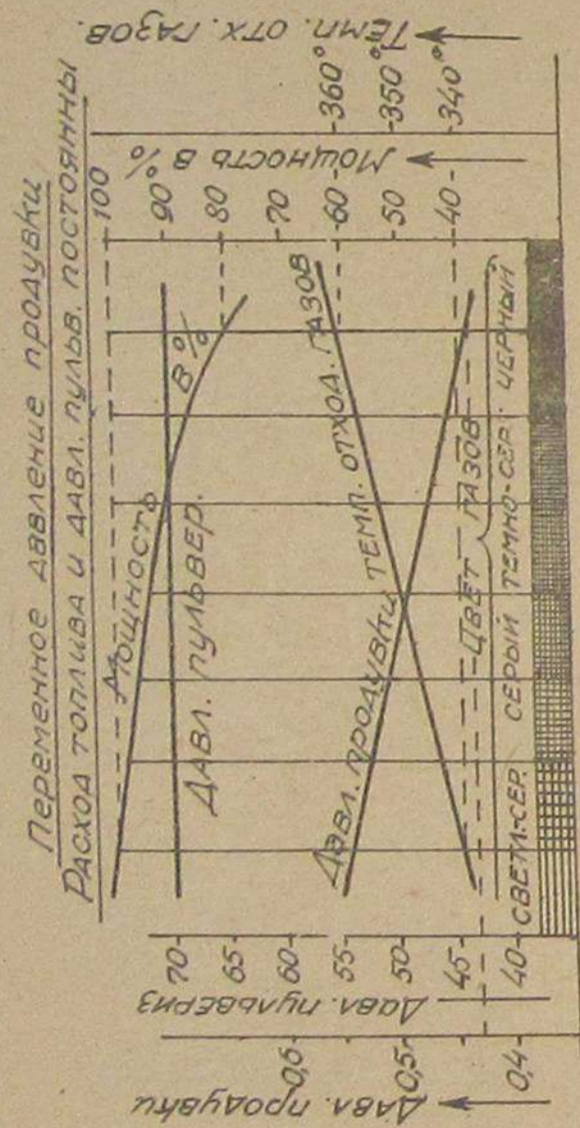


Черт. 140

горения в них можно добиться только применив более энергичное распыление и смешение топлива с воздухом, т.е. повышая давление пульверизации.

В двухтактных двигателях улучшения процесса горения можно добиться не только повышением давления пульверизации, а также еще путем увеличения количества воздуха, подаваемого в цилиндр во время зарядки, для чего повышается давление воздуха продувочного компрессора. При увеличении давления зарядки, увеличивается количество подаваемого воздуха, а следовательно, возрастает конечное сжатие и температура его в рабочем цилиндре что обуславливает более быстрое горение топлива.

На черт. 141 приведена кривая зависимости мощности двухтактного двигателя при неизменном подводе топлива и давлении пуль-



Черт. 141

веризации, но при различных давлениях заряжающего цилиндра воздуха, отдаваемая мощность растет с повышением давления зарядки вследствие улучшения процесса горения.

Возможность регулировать количество воздуха в цилиндрах во время работы двигателя путем изменения давления зарядки, позволяющая согласовать конечное давление сжатия и температуру с родом применяемого топлива представляет существенное преимущество 2-тактных двигателей.

Несмотря на то, что повышение конечного давления сжатия увеличивает экономичность работы, в двигателях Дизеля не применяют давлений сжатия свыше 33-35 атм. так как более высокие давления ведут к образованию трещин в поршне и быстрому износу двигателя.

Что касается влияния времени всprыскивания топлива в ци-

линдр, то и при слишком ранней его подаче и слишком поздней, экономичность работы двигателей Дизеля понижается, подобно тому, как это имеет место в двигателях быстрого горения при несвоевременных вспышках. Совершается ли подача топлива в цилиндр в надлежащие моменты, легко установить по виду индикаторных диаграмм /см. § 20, черт. 185-191/

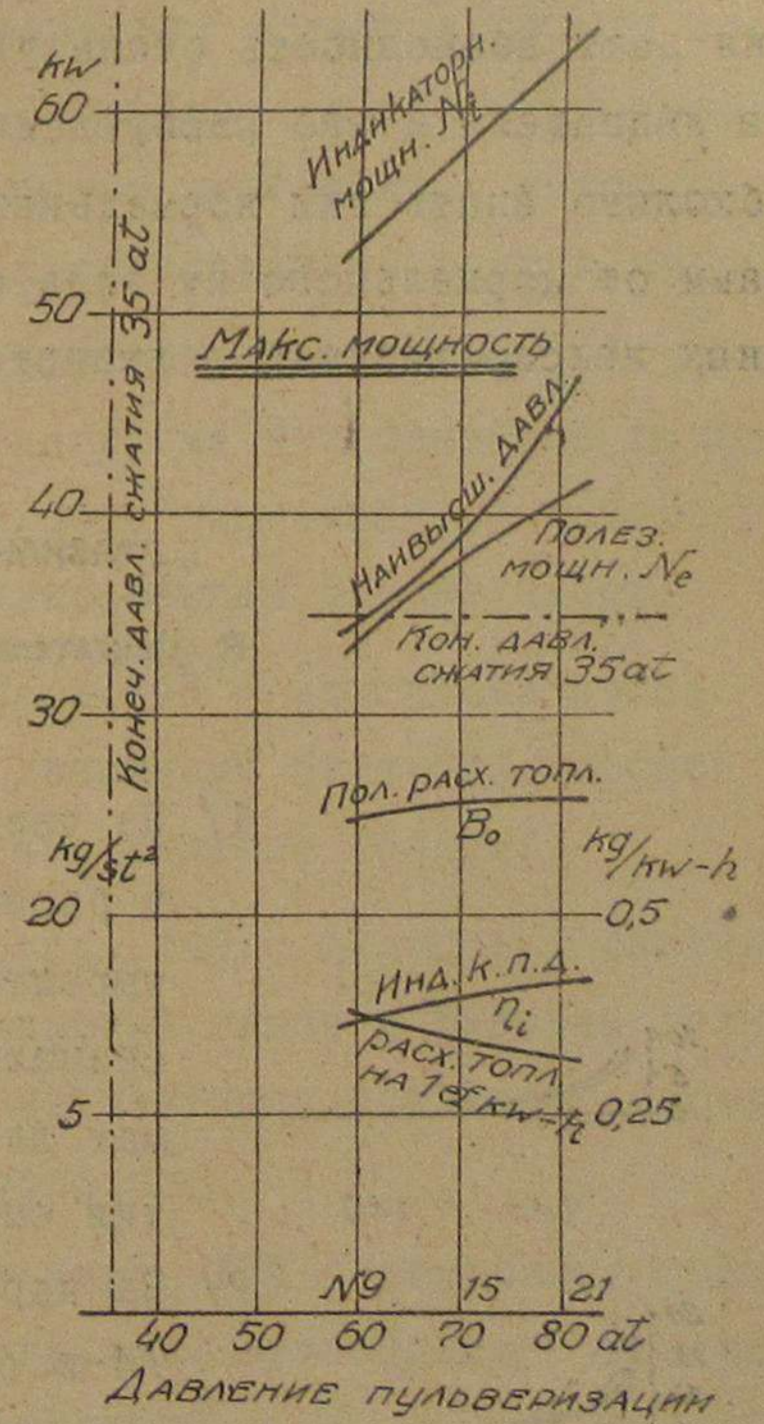
с/ Зависимость максимальной мощности двигателей Дизеля от давления пульверизации.

На черт. 142 приведены результаты соответствующих опытов которые показывают, что максимальная мощность растет с повышением давления пульверизации; повышение последнего влечет за собой одновременное увеличение и индикаторного и экономического к.п.д., так как хотя в этом случае при повышенном давлении пульверизирующего затрачивается больше работы на его сжатие в компрессорах, но зато весь воздух полезно используется.

Увеличение давления пульверизации, как видно из результатов приведенных опытов весьма действительное средство для повышения максимальной мощности двигателей Дизеля.

Заканчивая этот параграф отметим, что барометрическое давление также как в газовых двигателях, сказывается влияние на величину развиваемой двигателем Дизеля максимальной мощности. Теоретиче-

\*) Соответствующие индикаторные диаграммы см. черт. 189 и 140



Черт. 142

ческое исследование этого вопроса весьма трудно. Отсылая интересующихся этим вопросом к специальной литературе\*), заметим что на основании опытного материала можно считать, что наивысшая мощность двигателя Дизеля при прочих равных условиях падает на 1% при уменьшении барометрического давления на 10 мм ртутного столба, что отвечает увеличению высоты места над уровнем моря на 100 м.

## § 20. РАЗЛИЧНЫЕ ВИДЫ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ; ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПО ИНДИКАТОРНЫМ ДИАГРАММАМ НЕИСПРАВНОСТЕЙ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО ГОРЕНИЯ.

Индикаторные диаграммы снятые с цилиндров двиг. внутр. горения дадут возможность очень удобно проверить правильность работы двигателя и его распределительных механизмов; для этого необходимо знать вид нормальных диаграмм; отклонения снятых диаграмм от нормального их вида будут указывать на наличие тех или иных неисправностей в двигателе.

### I. ПРАВИЛЬНЫЕ ДИАГРАММЫ.

#### A. Двигатели быстрого горения.

1/ На черт. 143 изображена диаграмма сжатия и расширения газов в рабочем цилиндре четырехтактного двигателя. Такие диаграммы снимаются при пропущенной вспышке и служат для определения по ним давления сжатия смеси /см. § 18, п. а /.



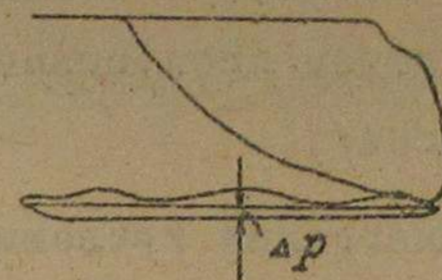
Черт. 143

2/ На черт. 144 - диаграмма холостого хода /4-х тактного газосасывающего двигателя/ при качественном регулировании смеси; пунктиром обозначена диагр. при полной нагрузке.

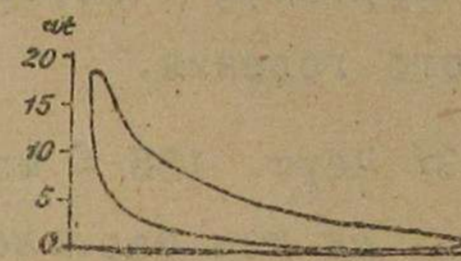


Черт. 144

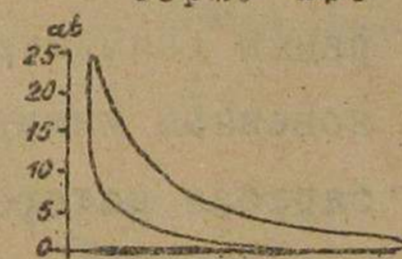
\* ) Вестник Инженеров 1916 г. № 18, статья ГИТТИСА.



Черт. 145



Черт. 146



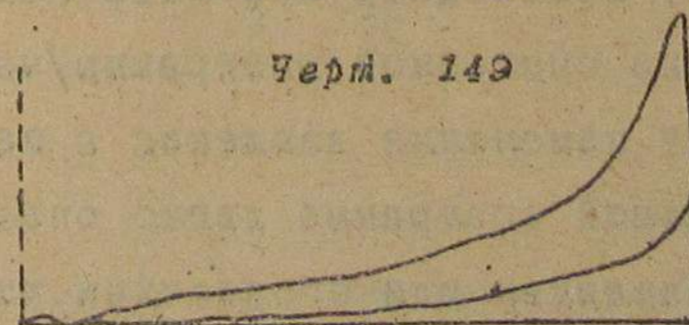
Черт. 147



Черт. 148



Черт. 149



Черт. 150

3/ На черт. 145-диаграмма вспомогательных ходов 4-х тактного двигателя; величина  $\Delta p$  понижения давления при всасывающем ходе зависит от нагрузки для двигателей с количественным регулированием впуска смеси: падение тем больше, чем больше нагрузка; для остальных двигателей величина падения давления при всасывании не зависит от нагрузки. Подобный же вид имеет диаграммы вспомогательных ходов 4-х тактных двигателей Дизеля.

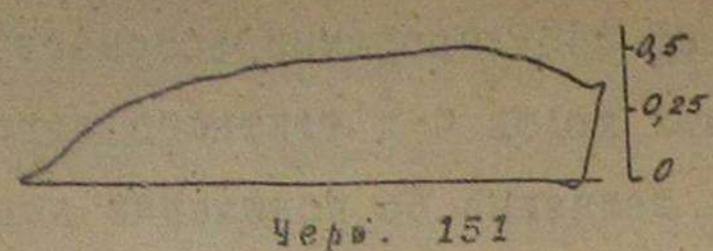
4/ На черт. 146 - диаграмма при полной нагрузке 4-х тактного газосасывающего двигателя с количественным регулированием впуска смеси.

5/ На черт. 147 - диаграмма при полной нагрузке 4-х тактного газосасывающего двигателя со смешанным регулированием впуска смеси.

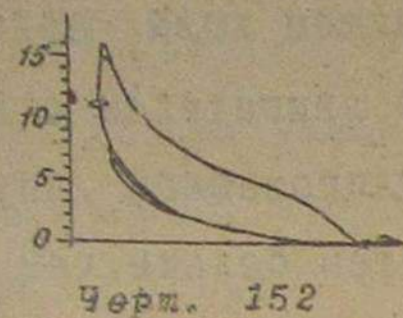
6/ На черт. 148 - диаграмма пуска в ход двигателя быстрого горения с помощью сжатого воздуха.

7/ На черт. 149 - диаграмма сжатия и расширения газов в рабочем цилиндре двухтактного двигателя быстрого горения.

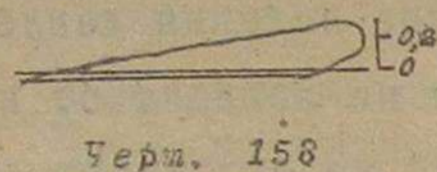
8/ На черт. 150 - диаграмма полной нагрузки двухтактного газового двигателя.



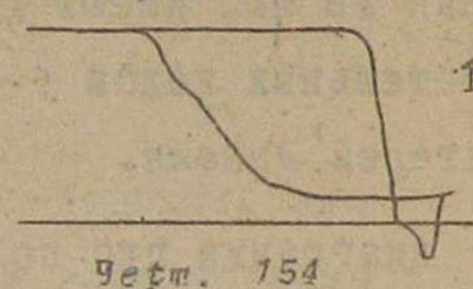
9/ На черт. 151 - диаграмма продувочного насоса двутактного газового двигателя.



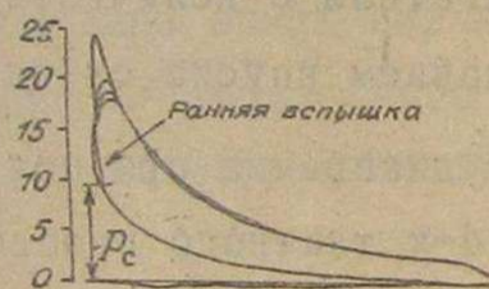
10/ На черт. 152 - диаграмма двутактного двигателя жидкого топлива с запальным шаром и регулированием пропусками/на диаграмме 2 пропуска/.



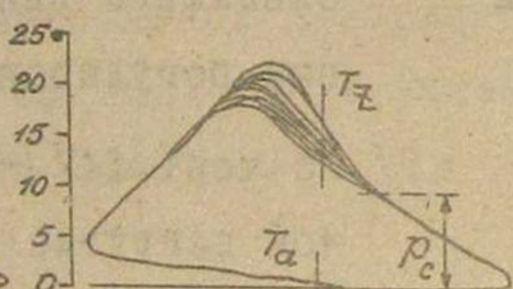
11/ На черт. 153 - диаграмма кривошипной камеры двутактного двигателя жидкого топлива с запальным шаром.



12/ На черт. 154 - диаграмма, снятая индикатором со слабой пружиной с двутактного двигателя быстрого горения.



Черт. 155-а



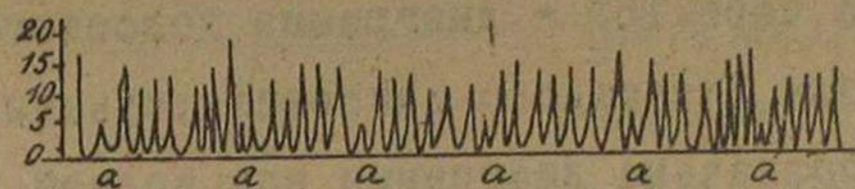
Черт. 155-б

13/ Черт. 155-б изображает так наз. смещенную диаграмму. Такие диаграммы снимаются обыкновенным индикатором, барабан которого приводится в движение

от рукоятки индикаторного привода, отвечающему цилиндру, кривошип которого смещен на  $90^\circ$  относительно кривошипа индицируемого цилиндра /или от какой либо другой части двигателя, совершающей движения с указанным смещением/.

На смещенной диаграмме мертвые точки получаются в середине диаграммы, что позволяет более легко, чем это можно сделать пользуясь обыкновенными диаграммами, проследить характер изменения кривых вблизи мертвых точек; из смещенной диаграммы/черт. 155-б/ ясно видно, как происходит изменение давления в периоды вспышек; точно также по смещенной диаграмме легко определить, происходит ли вспышка с споражением или опозданием, что не всегда можно установить по обычной диаграмме/см. черт. 155-а/

Положения мертвых точек определяются опытом; на диаграмме черт. 155-б мертвые точки обозначены  $T_a$  и  $T_z$ .

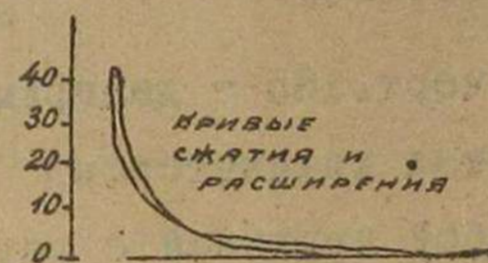


Черт. 156

14/ На черт. 156 - диаграмма вспышек, снимается обыкновенно индикатором, барабан которого отсоединен от

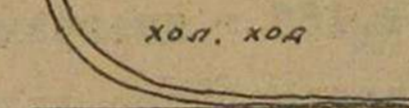
индикаторного привода, но вращается медленно от руки, каждый пик диаграммы отвечает одной вспышке; по таким диаграммам легко установить, имеют ли место при работе пропуска вспышек; на черт. 156 пропускам отвечают пики а.а... меньшей высоты.

### Б. Двигатели Дизеля.



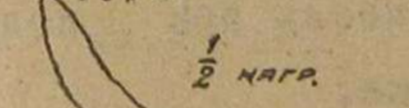
Черт. 157

15/ На черт. 157 - давления сжатия и расширения газов при пропущенной вспышке, конечное давление сжатия 32 - 34 атм.



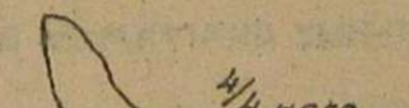
Черт. 158

16/ На черт. 158 - диаграмма холостого хода 4-тактного двигателя



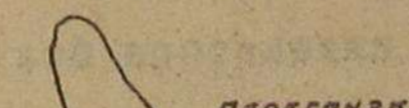
Черт. 159

На черт. 159 - диаграмма при  $\frac{1}{2}$  нагрузки.



Черт. 160

На черт. 160 при полной нагрузке. Чем меньше нагрузка, тем острее диаграмма. Наивысшее давление при горении на 3-6 атм. выше давления сжатия т.е. приблизительно 36-40 атм./ кривая горения постепенно переходит в кривую расширения, сначала несколько выпуклую/вследствие явления догорания/, а затем вогнутую политропу.



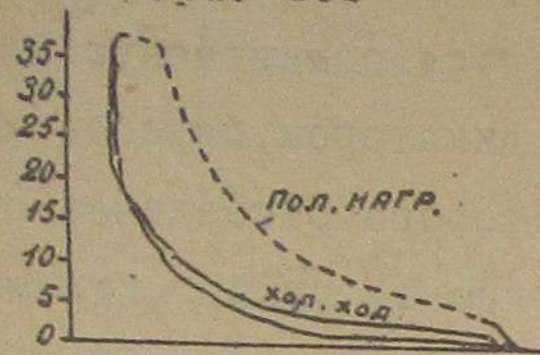
Черт. 161

17/ На черт. 161 - диаграмма 4-тактного двигателя при перегрузке.

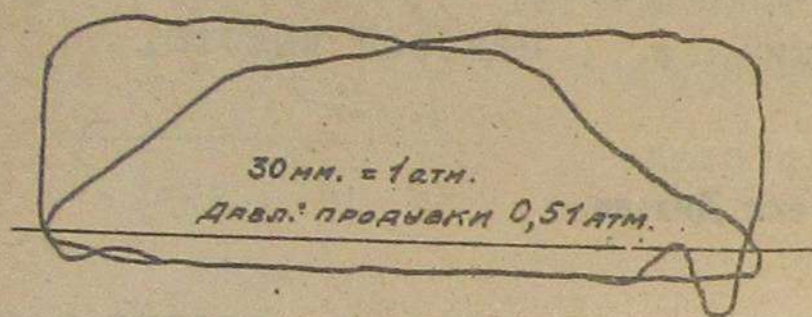




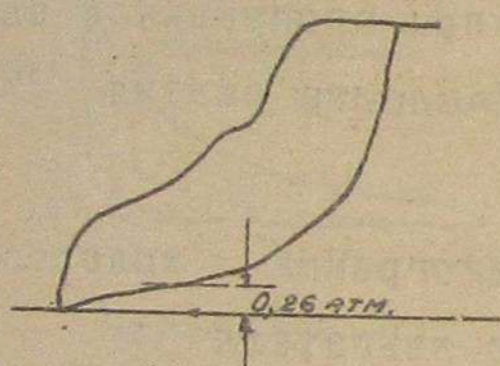
Черт. 162



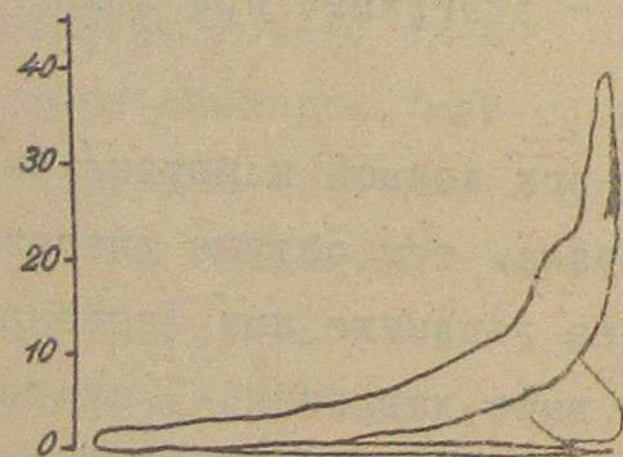
Черт. 163



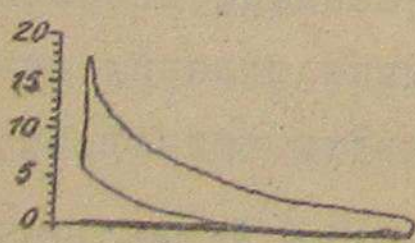
Черт. 164



Черт. 165



Черт. 166



Черт. 167

18/ На черт. 162 - диаграмма пуска в ход сжатом воздухом.

19/ На черт. 163 - диаграмма холостого хода 2-тактного двигателя; пунктиром обозначена диаграмма при полной нагрузке; давления сжатия и при горении приблизительно такие же, как в 4-х тактных двигателях.

20/ На черт. 164 - диаграмма прсдувочного насоса двойного действия двухтактных двигателей.

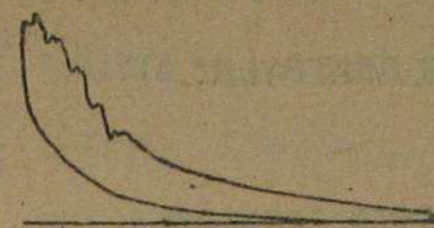
21/ На черт. 165 - диаграмма, снятая индикатором с слабой пружиной с двухтактного двигателя.

22/ На черт. 166 - диаграмма безкомпрессорного двигателя Дизеля при полной нагрузке.

## II. НЕПРАВИЛЬНЫЕ ДИАГРАММЫ В СЛЕДСТВИЕ НЕКРАЙВНОСТЕЙ В ИНДИКАТОРЕ.

23/ Плавная волнообразная линия расширения /черт. 167/ получается при очень сла-

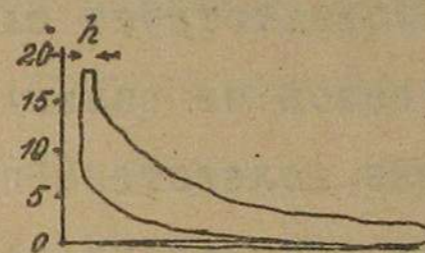
бой пружине при наличии в индикаторе больших колеблющихся масс для данного числа оборотов. Устраняется постановкой более сильной пружины или поршня меньшего диаметра.



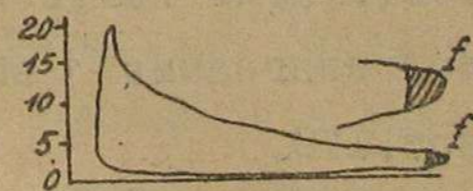
Черт. 168



Черт. 169



Черт. 170



Черт. 171



Черт. 172

24/ Ступеньчатый характер линии расширения /черт. 168 не смешивать со случаем 23/ указывает на наличие сильного трения в индикаторе. Необходимо индикатор разобрать, очистить от загрязнений и смазать маслом.

25/ Отклонения от правильного вида диаграммы в точках а и б /черт. 169/ получаются вследствие трения при сухом или загрязненной поршеньке; способы устранения те же, что и в предыдущем 24/ случае.

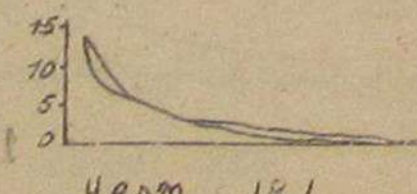
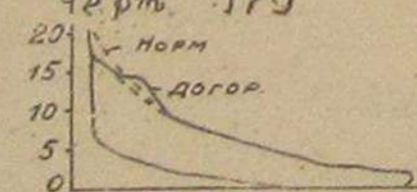
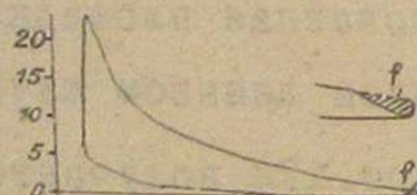
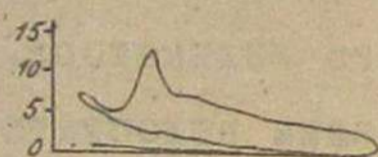
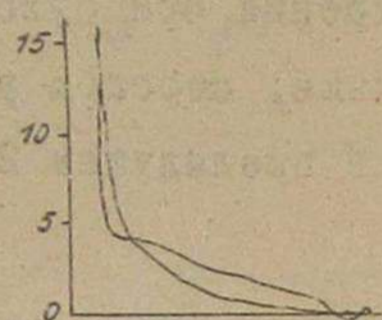
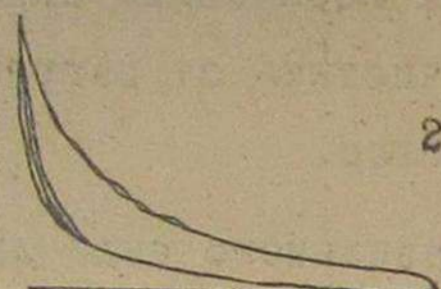
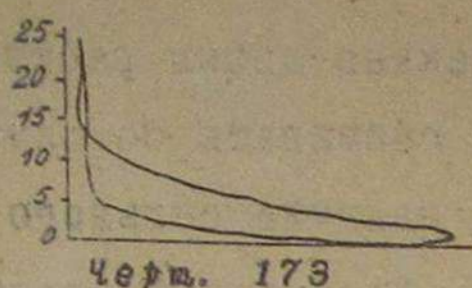
26/ Горизонтальный участок в линии расширения /черт. 170/ указывает на ограничение хода поршенька индикатора. Получается при пользовании недостаточно сильной пружиной, когда поршень индикатора доходит до упора. Устраняется постановкой более сильной пружины.

27/ Укороченная диаграмма /черт. 171/- отсутствует заштрихованная площадка; получается при слишком длинном шнуре.

28/ Диаграмма вида черт. 172 получается вследствие ослабления шнура при недостаточно сильной пружине в барабане индикатора.

### III. НЕПРАВИЛЬНЫЕ ДИАГРАММЫ ВСЛЕДСТВИЕ НЕИСПРАВНОСТЕЙ В ДВИГАТЕЛЕ. \*)

#### А. Двигатели быстрого горения.



29/ Диаграммы видов, подобных изображенным на черт. 173, 174 и 175 получаются при слишком ранних вспышках /см. § 18/.

30/ Диаграммы видов, сходных с изображенными на черт. 176 и 177, соответствуют слишком поздним вспышкам /см. § 18/.

31/ Диаграмма черт. 178 соответствует слишком раннему выпуску газов из цилиндра 4-х тактного двигателя, вследствие преждевременного открытия выпускного клапана.

32/ При слишком позднем открытии выпускного клапана получаются диаграммы вида, изображенного на черт. 179.

33/ При очень богатой или очень бедной смеси, последняя сгорает не сразу; вследствие последующего догорания диаграмма приобретает вид черт. 180. Отходящие газы приобретают окраску вследствие плохого горения.

34/ При пропуске горения диаграмма /черт. 181/ получается сходной по виду с диаграммами сжатия и расширения газов в цилиндре /см. п. 1 и 7/; двигатель дымит.

\*) Относительно неисправностей в двигателях см. также руководства к уходу за двигателями напр. Кавека, Наумова, Хедера /Большой двигатель пер. Варенова изд. 1907/ и др.

### Причины пропусков.

- а/ очень бедная смесь, неспособная воспламеняться;
- б/ очень богатая смесь, неспособная гореть вследствие недостатка воздуха;
- в/ слишком холодная смесь /в спиртовых двигателях/;
- г/ неисправность запального устройства.

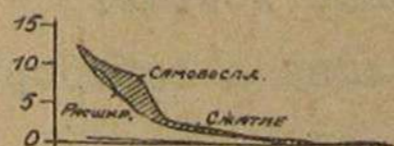
При наличии запальной трубки пропуск может получиться вследствие чрезмерного охлаждения трубки /напр. при отставленной лампе/, при загрязнении трубки с образованием нагара на внутренних ее стенках. При наличии электрического воспламенения пропуск получается при отсутствии искры, что может иметь место при скверных контактах в месте присоединения проводов к запальному штифту или между запальным штифтом и внутренним контактным рычагом, при обрыве проводов, плохой изоляции запального штифта от корпуса двигателя и пр.

При пропуске горения, несгоревшая в цилиндре смесь выталкивается в выхлопной трубопровод, часто воспламеняется в нем вследствие соприкосновения с его горячими стенками и выходит в атмосферу с большим шумом; одновременно с этим, при слабой пружине выпускного клапана, последний открывается под давлением газов в трубе, отчего часть горящих газов засасывается обратно в цилиндр, вызывая преждевременные воспламенения свежей смеси уже во время хода всасывания.

35/ Диаграмма черт. 182 соответствует вспышке во время хода всасывания, диаграмма черт. 183 - преждевременной вспышке во время хода сжатия.



Черт. 182



Черт. 183

### Причины преждевременных вспышек /самовоспламенений/.

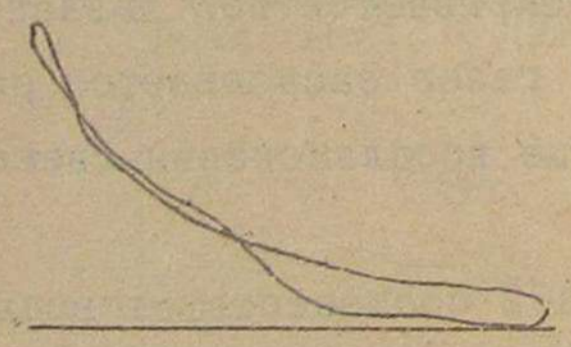
а/ Одна из причин преждевременных вспышек была указана в п. 34. При вполне исправном действии выпускного винтиля самовоспламенение может получиться при очень бед-

ной смеси, когда горение в цилиндре происходит настолько вяло, что газ не сгорает еще полностью к моменту выпуска газов. При всасывании свежей смеси остатки горящих газов /ва вредном пространстве/ перемешиваются с ней и вызывают преждевременное воспламенение. Продукты горения устремляются через впускной клапан в газо и воздухопроводы, вызывая в них шум при обратном закрытии клапанов.

Бедная смесь может получиться, как результат регулирования подвода топлива, так и при засорении газоподводящей трубы с изменением ее сечения. Для улучшения условий работы необходимо изменить пропорцию смеси, увеличив подвод топлива, но уменьшив количество впускной смеси, установить более позднюю вспышку.

б/ Выступающие тонкие части в пространстве сжатия, накаляются во время горения и являются причиной преждевременных вспышек. Подобного рода выступы должны быть устранены.

в/ Преждевременные вспышки получаются также при наличии в пространстве сжатия мертвых углов и каналов, в которых собираются раскаленные остатки горения.



Черт. 134

На черт. 134 приведена диаграмма, снятая при преждевременной вспышке вследствие засорения индикаторного штуцера. Все каналы должны быть закрыты болтами за подлицо со стенками цилиндра.

в/ Смотря по качеству применяемого для смазки масла на стенках цилиндра в большей или меньшей степени образуется нагар. При отскакивании его от стенок кусками, последние раскаляются и вызывают преждевременные вспышки до тех пор, пока не сгорят полностью. Горение топлива с сажеобразованием влечет аналогичные последствия.

Необходимо для смазки применять чистое /свободное от твердых примесей/ масло, избегая вводить его в избытке.

г/ При слишком сильном сжатии, выше допустимого для данного сорта топлива /см. § 18, п. д/ получают преждевременные вспышки во время хода сжатия.

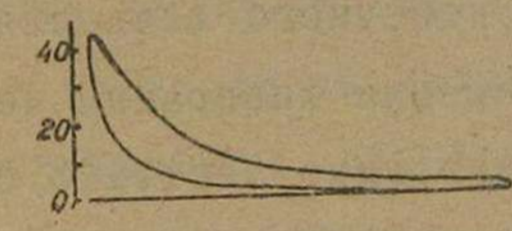
Преждевременные вспышки, являющиеся причиной сильных толчков и беспокойного хода, особенно вредные для двигателей внутреннего горения.

**Б. Двигатели Дизеля.**

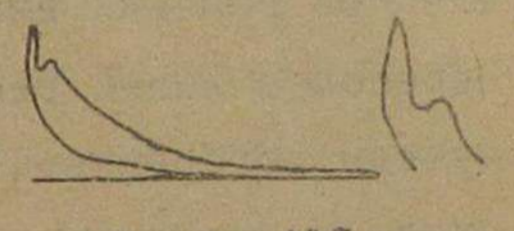
36/ Диаграммы видов, изображенных на черт. 185, 186 и 187 получаются при слишком ранней подаче /пульверизации/ топлива в цилиндр.



Черт. 185



Черт. 186



Черт. 187

Горение начинается еще во время хода сжатия; продукты горения при уменьшении пространства сжатия сжимаются все больше и больше, отчего наивысшее давление значительно превышает нормальное давление при горении /36-40 атм./ Наивысшее давление тем больше и диаграммы тем острее, чем раньше происходит пульверизация топлива. Причина - преждевременный подъем иглы топливного клапана.

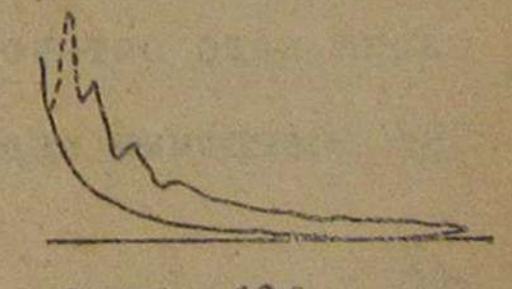
37/ Диаграммы видов, изображенных на черт. 188, 189 и 190, получаются при слишком поздней пульверизации топлива. Расширение



Черт. 188



Черт. 189



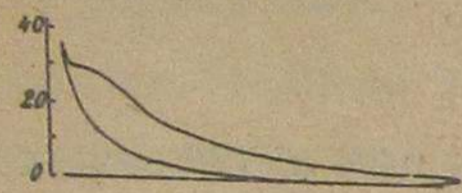
Черт. 190

происходит сначала по линии сжатия, а затем уже /после подачи топлива/ начинается горение с большим или меньшим повышением давления в зависимости от давления пульверизации. Отходящие га-

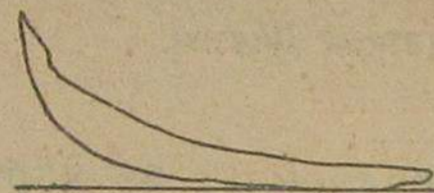
зы темного цвета. Причина - поздний под'ем иглы.

Диаграмма черт. 190 соответствует запоздалой пульверизации топлива при очень большом давлении пульверизирующего воздуха и высоком под'еме иглы.

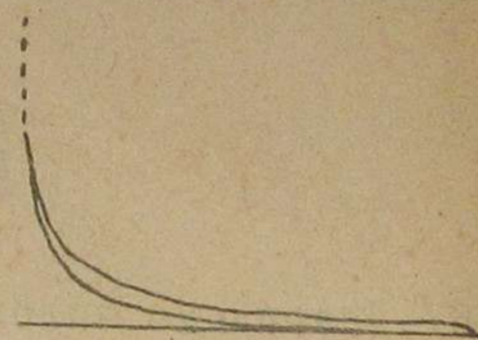
38/ Диаграммы видов, изображенных на черт. 191, 192 и 193, получают при низком давлении пульверизирующего воздуха. Давле-



Черт. 191



Черт. 192



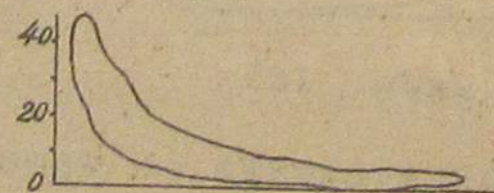
Черт. 193

ние при горении ниже конечного давления сжатия /черт. 191, 192/. Перелом в линии расширения диаграммы черт. 192 обусловлен последующим догоранием. Диаграмма черт. 193 соответствует слишком низкому давлению пульверизации, когда топливо попадает в цилиндр не распыленным и скопляется в жидком виде на раскаленном днище поршня; при следующих ходах топливо испаряется и воспламеняется со взрывами еще во время сжатия задолго до прихода поршня в мертвую точку, что и вызывает резкое повышение давления и стуки в цилиндре; после под'ема иглы происходит загорание топлива в форсунке, что влечет ее засорение. При низком давлении пульверизации отходящие газы темного цвета, вследствие неполного горения. Необходимо увеличить давление пульверизирующего воздуха; при получении диаграмм вида изображенного на черт. 193 при невозможности немедленного повышения давления пульверизации надо остановить двигатель;

39/ Диаграммы видов, изображенных на черт. 194 и 195, получают



Черт. 194



Черт. 195

при слишком высоком давлении пульверизации; горение происходит черезчур энергично, часто со взрывами, сопровождающимися

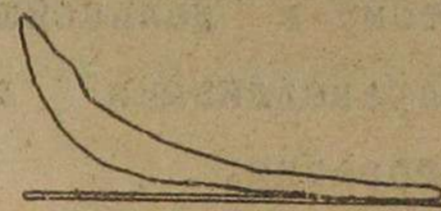
шумом в цилиндрах. Отходящие газы безцветны. Наибольшее давление при горении значительно выше нормального давления при горении /36-40 атм./.

40/ Зигзагообразная линия горения /черт. 196/ получается при неплотном выпускном клапане. Давление сжатия ниже нормального; исходящие газы серого цвета.



Черт. 196

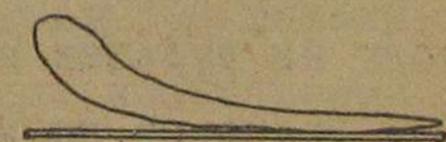
41/ Диаграмма вида, изображенного на чертеже 197 указывает на засорение вы-



Черт. 197

лопной трубы; вследствие уменьшения ее сечения, газы застаиваются в ней; давление газов в трубе выше атмосферного; вследствие противодействия, оказываемого газами, выпускной клапан не может своевременно закрыться, отчего при всасывающем ходе часть газов проникает через него обратно в цилиндр; горение ухудшается, линия сгорания сильно падает; отходящие газы приобретают окраску.

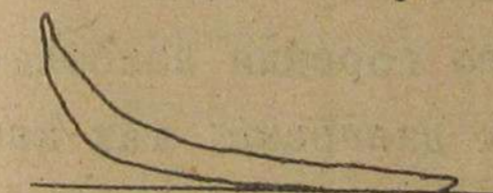
42/ Диаграмма вида, изображенного на черт. 198 указывает на засорение всасывающей трубы; линия всасывания заметно ниже атмосферной; давление сжатия ниже нормального, горение плохое с сажеобразованием. отчего двигатель дымит.



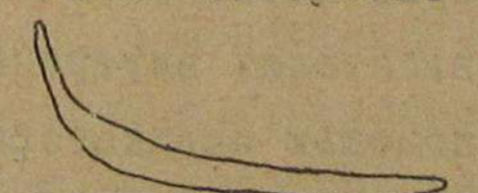
Черт. 198

43/ Диаграммы видов, изображенных на черт.

199 и 200 указывают на засорение форсунки; распыление топлива совершается сла-



Черт. 199



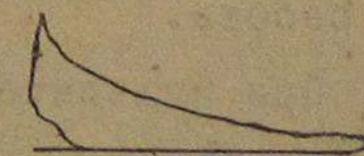
Черт. 200

бо, что вызывает неполное горение; давление при горении не вы-

ше нормального, но диаграммы заостренные; газы по большей части окрашены.

44/ Диаграмма вида, изображенного на черт.

201, указывает на неплотность впускного



Черт. 201

клапана; линия сжатия имеет неправильную форму, давление сжатия ниже нормального; двигатель дымит.

## 21. ТЕКУЩИЙ КОНТРОЛЬ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО ГОРЕНИЯ.

В целях достижения наиболее выгодных результатов эксплуатации, также как и в интересах увеличения продолжительности службы, необходимо организовать постоянный надзор за работой двигателей. В настоящей очерке, в виду разнообразия двигателей, трудно разобрать вопрос во всей его полноте; поэтому в дальнейшем ограничимся только лишь общими положениями, справедливыми для всех без исключения двигателей внутреннего сгорания.

Температура в машинном зале никогда, даже во время стояния двигателей, не должна падать ниже  $+5^{\circ} - 7^{\circ} \text{C}$ , так как при более низкой температуре топливо густеет и пуск двигателей в ход становится затруднительным без специального подогрева топлива; кроме того, при более низкой температуре в машинном отделении возможно замерзание воды в охлаждающих рубашках двигателей и трубопроводах. Если есть опасения, что температура машинного зала может упасть ниже  $0^{\circ}\text{C}$ , следует на время стоянки выпускать воду из рубашек и трубопроводов.

Время от времени двигатели подвергаются внимательному осмотру; все замеченные недочеты должны устраняться немедленно, пока они не приняли размеров катастрофического характера. Наличие неисправностей в двигателях внутреннего горения наиболее просто обнаруживается с помощью индикаторных диаграмм, так как неправильности в работе их, так или иначе, отражаются на виде диаграмм /см. § 20/. Поэтому частое индицирование двигателей / не реже 1 раза в месяц / является основой рационального контроля их работы.

При индицировании двигателей внутреннего горения, не имеющих крейкофа, серьезное внимание надо обращать на правильность

устройства индикаторного привода /см. § 4/, так как неправильный привод может быть причиной отклонения диаграммы от нормального вида при вполне исправном двигателе.

О степени полноты процессов горения, происходящих в цилиндрах двигателей жидкого топлива, можно судить по цвету отходящих газов.

При хорошей работе газы безцветны; только при пуске мотора, а также в холодное время года, иногда и при хорошей работе двигателя, приобретает белую окраску, но последняя обусловлена конденсацией водяных паров, содержащихся в газах. Более или менее темный цвет газов, обусловлен наличием в них сажи и указывает на расстройство горения и неэкономичное использование топлива.

Причины сажеобразования - плохое качество топлива, плохое распыление /испарение/ топлива и недостаточное перемешивание его с воздухом, недостаточное сжатие смеси /или воздуха/, слишком малый избыток воздуха, неплотность /также загрязнение/ клапанов, позднее воспламенение топлива или недостаточное воспламенение /в больших газовых двигателях/, большая перегрузка двигателя и др.

Сажа в короткий срок загрязняет цилиндр и ведет к более быстрому износу их и поршней, так как действует, как тонкий наждак; при работе с сажеобразованием, становится необходимой более частая чистка цилиндров.

Сажа понижает экономичность работы и вследствие того, что образование ее связано с непосредственной потерей топлива, так и потому, что при работе с сажеобразованием клапаны и поршни становятся неплотными, отчего понижается сжатие и увеличивается расход топлива.

По цвету газов нельзя судить о качестве работы двигателей газовых; так как газы их обычно всегда безцветны.

Контроль полноты процессов горения в цилиндрах двигателей внутреннего горения с помощью анализа отходящих газов не упо-

требуется, тем более, что содержание углекислоты и кислорода в газах различно в зависимости от нагрузки. Но для газовых двигателей, работающих с большими степенями загрузки (70-80%), анализ газа представляет удобное средство контроля горения, так как при больших нагрузках горение в их цилиндрах должно быть полным при исправном состоянии двигателей. Если это не имеет места, то надо изменить состав смеси.

Большое влияние на работу двигателей внутреннего горения оказывает качество смазки. При недостаточной смазке или смазке сортами масла неподходящего качества увеличиваются потери трения и износ двигателя. При обнаружении нагрева каких либо трущихся частей двигателя надо увеличить к ним подвод смазки. Особо важное значение имеет правильная смазка цилиндров. О том, достаточно ли их смазка, можно судить по снятию крепок с цилиндров; если поршни и ведущие части цилиндров сухие, то это указывает на недостаточность смазки. Слишком богатая смазка цилиндров также вредна, так как ведет к загрязнению пространства горения и клапанов и способствует преждевременным вспышкам; при смазке с избытком, поршневые уплотняющие кольца загорят и перестают пружинить, что ведет к неплотности поршня, на стенках цилиндра и поршня образуется нагар, способствующий более быстрому износу поршня и цилиндра, вследствие повышенного трения.

Богатая смазка цилиндров компрессоров двигателей Дизеля кроме того может быть причиной взрывов в компрессорах и воздухопроводах. Помимо непосредственного осмотра цилиндров, для суждения о достаточности их смазки можно воспользоваться следующим приемом\*). Открыв на выхлопной трубе кран, ставят на пути течения газов увлажненный лист белой бумаги. Если на бумаге появится масляное пятно, то это будет указывать, что смазка богата и может быть уменьшена. Этот прием позволяет судить о качестве смазки только при условии горения без сажеобразования;

\*) Barth, Karl, Projektierung u. Betrieb von Kraftanlagen стр. 421 изд. 1925 г.

указанный способ применим и для суждения о достаточности смазки компрессоров двиг. Дизеля.

Если расход смазочного масла не выше нормального, но по открытии цилиндра будет обнаружен сильный нагар на его стенках и загорание колец, то это будет указывать на непригодность масла.

Для смазки частей двигателей следует применять исключительно минеральное масло. Масло должно быть свободно от кислот, воды и твердых частиц. При долгом отстаивании оно не должно давать осадка. В бензине хорошее масло должно растворяться без остатка. Удельный вес масла при обычной температуре должен быть немного выше 0,9. Вязкость масла при температуре 50°C должна быть 7-9° по Энглера. Температура вспышки масла, пригодного для смазки рабочих цилиндров, подшипников и др. частей двигателей внутреннего горения, должна быть не ниже 200°C. Температура вспышки масла для смазки компрессоров двигателя Дизеля должна быть не ниже 290-300°C. Температура горения масла зависит от температуры вспышки, но не может быть ниже 250°C. При -5°C масло должно быть еще жидкое.

Вязкость масла определяется с помощью особых приборов<sup>1/</sup> - вискозиметров, при пользовании которыми заставляют определенную порцию масла протекать через капиллярную трубку определенных размеров; время истечения измеряется.

В СССР и Германии вязкость масла измеряется вискозиметром ЭНГЛЕРА и выражается в градусах, представляющих собой отношение времени вытекания через капилляр 200 см<sup>3</sup> масла при температуре 50°C к времени истечения такого же количества воды при 20°C.

Температурой вспышки называется температура МАСЛА, при которой пары его, образующиеся при нагреве его, в сосуде, вспыхивают от поднесенного пламени.

Нужно заметить однако, что пригодность масла для смазки определяется не его физическими или химическими свойствами, а рабочими качествами, т. е. то масло для смазки лучше, при котором достигается лучший механический к. п. д. двигателя. Возможно случается, что масла оказавшиеся хорошими при лабораторных испытаниях, окажутся неудовлетворительными по качеству в действитель-

1/ См. Гольде "Испытание минеральных масел и жиров" Руководство по закупке и испытанию смазочных материалов комиссии по сма-

условиях работы. Наилучшей характеристикой пригодности того или иного масла является расход их на единицу мощности, что, конечно, можно установить только путем длительных внимательных наблюдений. Заметим еще, что машинное масло расходуется обычно с постоянной фильтрацией, т.е. отработанное масло фильтруется, смешивается со свежим и вновь поступает для смазки.

Серьезное внимание надо обратить на качество воды для охлаждения частей двигателя. Для охлаждения нельзя пользоваться водой, загрязненной механическими примесями, содержащей кислоты и соли щелочно-земельных металлов /кальция и магния/, т.к. присутствие их в охлаждающей воде ведет к загрязнению охлаждающих рубашек и отложению накипи на их стенках. При сильном накипеобразовании затрудняется теплопередача от стенок к охлаждающей воде, т-ра стенок цилиндров повышается, что может вызвать преждевременные вспышки. Охлаждающие камеры следует время от времени осматривать и удалять из них образовавшуюся накипь. При доступности охлаждающих камер очистку производят механическим путем. /При заказе новых двигателей необходимо указывать в технич. условиях, что двигатель должен быть снабжен достаточных размеров окнами в охлад. рубашках для возможности очистки/.

Для уменьшения образования накипи применяется промывка камер охлаждения 10-25% раствором соляной кислоты. Охлаждающие камеры заполняются горячим раствором HCl по возможности тотчас же по остановке двигателя и удалении из рубашек охлаждающей воды, так как накипь растворяется легче, пока двигатель теплый. По наполнении раствор оставляют в камерах на несколько часов, часто на целые сутки. По удалении раствора, производится промывка чистой водой для надежного удаления остатков кислоты; еще лучше, по удалении кислоты заполнить рубашки раствором соды, а затем применить промывку водой.

Так как горячая соляная кислота разъедает цветные металлы /медь, латунь, бронзу и др./, то все части, сделанные из них, перед промывкой должны быть сняты; полированные железные части

во избежание порчи их покрываются асфальтовым лаком.

В виду того, что соляная кислота при длительном воздействии разъедает и железо, промывку не следует делать часто. Если вода жесткая, то лучше применять очистку /смягчение/ ее перед поступлением в двигатель.

При наличии в воде только механических примесей, достаточно ее фильтрация.

В целях уменьшения накипеобразования\*) не следует допускать чрезмерного нагрева воды в рубашках двигателя, для больших моторов, свыше 50°C, для малых свыше 70°C. Для удобства наблюдения за температурой охлаждающей воды при выходе следует устанавливать термометры на трубах горячей воды на каждом цилиндре, на видном для машиниста месте.

Через 6-12 месяцев, в зависимости от условий работы, поршень вынимается из цилиндра и тщательно очищается; нагар на нем, на уплотняющих кольцах и на стенках цилиндра смывается керосином. /При сборке кольца должны быть поставлены в старые пазы/.

Выхлопной клапан должен очищаться и притираться не реже 1 раза в месяц, по возможности при нагретом двигателе. Всасывающий клапан подвержен износу и загрязнению в меньшей степени, но тоже должен осматриваться возможно чаще /не реже раза в 2 месяца/.

Цилиндры газогенераторных двигателей подвергаются загрязнению в большой степени, так как в генераторном газе всегда содержится значительное количество пыли и смол; поршни их вынимаются каждый месяц для очистки, клапана приводятся в порядок через 8-14 дней.

Вспомогательные цилиндры /компрессоров/ вскрываются через 6-12 месяцев и подвергаются основательной очистке; клапана компрессоров необходимо осматривать ежемесячно. Все остальные ча

\*) Гинзбург. К вопросу об очистке воды для двигат. внутр. сгорания

сти /топливные насоса, их клапана и пр./ осматриваются не реже 1 раза в 2-3 месяца.

В двигателях *Дизеля* особо серьезное внимание обращается на топливный клапан; иглу его необходимо осматривать ежедневно, замеченная неплотность иглы должна устраняться немедленно. Неплотность топливного клапана содействует преждевременному попаданию топлива в цилиндр, отчего возникают слишком ранние вспышки с большими повышениями давления. Время от времени, в зависимости от качества топлива, клапан для него надо разоб- рать и очистить распылительные пластины от загрязнений. При загрязнении топливного клапана двигатель обычно дымит /см. также § 20 п. 43./.

Давление пульверизации в двигателях *Дизеля* никогда не должно падать ниже 38 атм.; вообще же давление пульверизации устанавливается в зависимости от нагрузки, так чтобы оно отвечало наиболее выгодным условиям работы /наиболее просто путем наблюдения за цветом отходящих газов; /см. также § 19/.

Необходимую величину открытия клапана, регулирующего приток воздуха к части низкого давления компрессора, самое лучшее установить путем опыта для различных нагрузок. При наличии такой градуировки, если давление пульверизации при некоторой нагрузке будет иметь должную высоту; то это будет указывать, что компрессора и распылитель в порядке; при загрязнении распылителя при надлежащем открытии регулирующего винтила, давление пульверизации будет расти; при неплотных клапанах в компрессоре трудно будет держать необходимое давление пульверизирующего воздуха.

Большое значение имеет одинаковость нагруженности отдельных цилиндров двигателя. Признаком равномерного распределения нагрузок между отдельными цилиндрами служит равенство температур газов, их оставляющих. Неравномерное распределение нагрузок между цилиндрами, - результат разрегулирования топливных насосов, ухудшает равномерность хода двигателя и способству-

ет более быстрому его износу. Для наблюдения за температурами газов устанавливаются термометры за выхлопными клапанами.

В станционных журналах ежедневно отмечаются:

- 1/ расход топлива отдельными двигателями /или общий/;
- 2/ выработка энергии в квч по счетчику и число часов работы двигателей /времена пуска и остановок/; периодически отмечаются кроме того напряжения, силы токов, cosφ при переменном токе, нагрузки в кв, давления пульверизации, продувки, температуры газов и др. характерные величины;
- 3/ расход цилиндрического масла.

Кроме того, рекомендуется делать отметки о расходах машинного масла, временах производства ремонтов, осмотров, очисток и пр.

Расход жидкого топлива измеряется с помощью баков, снабженных мерными стеклами с точными градуировками; газовое топливо измеряется с помощью счетчиков. В газогенераторных установках учитывается расход твердого топлива.

Измерение расхода охлаждающей воды производится с помощью хороших водомеров, установленных на водоподводящих трубах. Для получения представления о характере нагрузки рекомендуется установка регистрирующих ваттметров.

На основании ежедневных записей выводятся расходы топлива, воды и цилиндрического масла на квч за каждые сутки. Путем сравнения этих цифр с таковыми же за предыдущее время можно составить представление о качестве работы двигателей и установить всякий перерасход топлива, не обусловленный изменением нагрузки, после чего останется только выяснить причины перерасхода и предпринять те или иные меры для их устранения.

В газогенераторных установках к наблюдениям за работой двигателей прибавляется надзор за работой генераторов.

Время от времени необходимо удостоверяться имеет ли производимый газ нормальную теплотворную способность /1100-1300 ккал/. Для этой цели лучше всего иметь регистрирующий калориметр, но он довольно дорог. Часто ограничиваются периодическими опреде-



ниями содержания в силовом газе углекислоты. Если ее содержание ненормально высоко /см. § 13, табл. VII/, то это указывает, что генератор не в порядке /недостаточная высота слоя для данного сорта топлива, образование пустот в слое, вследствие прогара топлива и др./.

В старых генераторах, с давлением выше атмосферного, контроль хода генераторного процесса осуществляется с помощью постоянно горящего пробного пламени. Если горение происходит спокойно, и пламя имеет при неизменном давлении одну и ту же высоту и цвет /голубоватый/, то это указывает на хорошую работу генератора. Наоборот, если пламя начинает колебаться, то это служит признаком ухудшения качества газа. Кроме того более или менее красноватый оттенок пламени указывает на наличие в газе смол.

Этот способ контроля можно применить и в газосасывающих установках, если забирать необходимый для пробного пламени газ с помощью вентилятора с постоянным числом оборотов или другого аналогичного устройства.

Периодически определяются величины сопротивлений в отдельных аппаратах установки, путем измерения давлений /разрежений/ с помощью водяного манометра. Сопротивление генератора нормально 20-100 мм вод. ст., скруббера 10-40 мм, конденсатор 10-60 мм, смолоотделителя 50-100 мм. Общее сопротивление со включением сопротивлений соединительных трубопроводов не свыше 200-250 мм. Увеличение сопротивлений, сверх нормальных, будет указывать на загрязнение аппаратов или труб. При увеличении сопротивлений давление газа перед двигателем падает, и мощность его понижается. Если замечено падение мощности двигателя, то прежде всего надо измерить разрежение перед ним. Большое разрежение может быть также следствием зашлакования генератора, или скопления большого количества воды в газовом горшке. Малое разрежение указывает на прогар топлива в генераторе.

Далее наблюдают, подводится ли к скрубберу достаточное количество воды. Если нижняя треть его теплая, а верхняя часть хо-

лодная /определяется на ощупь рукой/, то подвод воды достаточен.

Количество пара, вводимого в генератор с воздухом, оказывает влияние на качество производимого газа. При большем подводе пара увеличивается содержание в газе водорода, но одновременно растет и содержание углекислоты в нем. При обогащении газа водородом в двигателе получаются слишком резкие вспышки, возможны даже самовоспламенения, что ведет к толчкам в работе вредным для двигателя\*).

Количество вводимого пара регулируется изменением температуры испарителя. При увеличении к нему подвода воды температура его падает и количество производимого пара уменьшается и наоборот. Излишек воды стекает из испарителя через водослив в зольник. При правильном подводе воды к испарителю, излишек ее стекает каплями /не течет струей/. В установках для антрацита и кокса обычно расходуется 0,6-1,2 кг воды на кг топлива. Генераторы, работающие на сортах топлива с влажностью выше 15%/торф, бурый уголь и др./ не требуют пара для процесса газирования топлива.

Важное значение имеет чистота поверхности нагрева испарителя. При загрязнении ее уменьшается количество производимого пара и качество газа ухудшается. Время от времени водяное пространство испарителя очищается от накипи и механических загрязнений. Летучая зола с наружной поверхности нагрева испарителя удаляется не реже раза в неделю.

Конденсат из газового горшка и др. аппаратов должен отводиться ежедневно. Каждые 14 дней водяной горшок /нижняя часть скруббера/ очищается от механических загрязнений. Содержимое скруббера меняется не реже 2 раз в год. Скруббер наполняется литейным коксом; зерна его должны быть величиной с кулак, вниз кладутся более крупные зерна, более мелкие вверх. Газовый кокс для заполнения скруббера не пригоден, так как очень мягок и быстро распыливается, что ведет к загрязнению скруббера.

\* ) Это не относится к специальным типам двигателей, рассчитанным на газ с большим содержанием водорода.

От 3 до 6 раз в году, в зависимости от качества топлива, генератор останавливается, опоражнивается и шлаки удаляются от стен шахты и решетки. Если при чистке будут обнаружены щели в обмуровке, то они должны быть немедленно замазаны. При опоражнении генератора самое лучшее дать топливу прогореть насколько возможно, затем, удалив быстро остаток его, закрывает плотно все стверстия и дает генератору остыть в таком состоянии.

При быстром охлаждении возможно повреждение обмуровки генератора, вследствие появления вредных напряжений. Продолжительность службы обмуровки генератора около 1,5 лет.

Главное условие для хорошего функционирования генераторной установки это плотность в трубопроводах и аппаратах, так как воздух, проникающий через неплотности ухудшает качество газа. Для исследования на плотность, обмазывают мыльной водой места стыков, и при закрытом газовом вентиле перед двигателем, нагнетают в генератор воздух с помощью вентилятора; места неплотностей обнаруживаются по образованию пузырей. Исследования на плотность необходимо производить после каждой большой очистки установки.

Для получения генераторного газа не следует пользоваться топливом с большим содержанием серы, так как пары  $SO_2$ , образующиеся при газировании топлива, соединяясь с конденсационной водой, образуют серную кислоту, которая оседает каплями на металлических стенках очистительных аппаратов и труб и разъедает их. При невозможности избежать применения сильно-сернистых топлив необходима установка химических очистителей, с так называемой „очищающей массой“ /болотная руда - состоит главным образом из окислов железа/, для поглощения паров сернистых соединений. Исползованная очищающая масса регенерируется продолжительным пребыванием на воздухе /от 6 до 8 раз/ и вновь употребляется для очистки.

П Р И Л О Ж Е Н И Я .

Программа технических условий на двигатели внутреннего го-  
рения.

В виду того, что главные требования, которым должны удов-  
летворять стационарные двигатели внутреннего горения уже были  
указаны, в настоящем ограничимся только приведением программы  
технических условий. В технических условиях указывают:

Назначение двигателя, его систему и тип /двигатель быстро-  
го горения или постепенного, горизонтальный или вертикальный,  
2-тактный или 4-х тактный, простого или двойного действия/. Чи-  
сло цилиндров не указывается. Перечень составных частей уста-  
новки и ее принадлежностей. Нормальная /продолжительная/ мощ-  
ность двигателя.

Наивысшая мощность при определенном барометрическом давле-  
нии и время, в течение которого она должна развиваться /обычно  
 $\frac{1}{2}$  часа/, допустимое отклонение от гарантированной ее величины  
при приемном испытании /до - 5%/. Механический к.п.д. при нор-  
мальной мощности с указанием способа его вычисления по резуль-  
татам приемного испытания /§ 10, д-лы 35 и 36/.

Нормальный род топлива, его уд. вес /при  $-15^{\circ}\text{C}$ /, рабочая теп-  
лотворная способность и элементарный состав. Для газогенера-  
торных установок - род твердого топлива с указанием рабочей  
теплотворной способности, величины кусков, содержания влаги, на-  
ивысшего содержания золы, содержания летучих, влажности, серы  
состава органической массы и др. характерных величин.

Расход топлива на единицу энергии /1 эф HP-h или kWh/ при  
полной нагрузке, половинной и др., расход топлива на холостой  
ход /для газогенераторных установок\*) расход указывается в  
твердом топливе/, на случай, если при приемном испытании топ-  
ливо будет несколько отличаться по качествам от того, для кото-

\*) Состав генераторного газа заводы обычно не гарантируют, так-  
же не всегда гарантируется и к.п.д. генератора газа.

рого указаны гарантии, следует оговаривать, как будет производится пересчет расходов, определенных испытаниями, на топливо, указанное в гарантии /напр. пропорционально рабочим теплотворным способностям/.

Допустимые отклонения в расходе топлива от гарантированных цифр / до  $\pm 5\%$ /.

Если двигатель и генератор поставляются одним заводом, то лучше указывать расход топлива на 1 электр. кВт /на клеммах генератора/, также вместо механического к.п.д. указывать механико-электрический к.п.д. /т.е. учитывающий и потери в генераторе/ при полной нагрузке.

Число оборотов при полной нагрузке, которое должно быть согласовано с числом оборотов приводимого в движение двигателем генератора тока /или другого механизма/, а при непосредственном соединении - равно числу оборотов последнего. При указании числа оборотов указываются пределы средней скорости поршня по практическим данным /4-6 м для обычных типов двигателей, и до 8 м для быстроходных/. Приспособления для изменения числа оборотов в желаемых пределах /для возможности синхронизации и др. надобностей/.

Изменения числа оборотов при плавных и внезапных изменениях нагрузки, согласно указаний § 17.

Коэффициент неравномерности двигателя, определяемый его значением /§ 17/.

Способ регулирования, отсутствие систематических пропусков /при параллельной работе с другими двигателями/ и др. данные /§ 17/.

Способ воспламенения, при воспламенении накаленным телом возможность работы без подогрева запального устройства при нагрузке и холостом ходе.

Расход охлаждающей воды на единицу энергии /1 эф. HP-h и kWh/ при полной нагрузке с указанием температур воды при входе и выходе /или их разности/. Для газогенераторных установок, кроме

того еще - расход воды на промывку газа. Наличие отверстий для возможности механической очистки рубашек от накипи, возможность выпуска воды из системы охлаждения, тип охладителя, если предполагается его установка и количество добавляемой свежей воды на 1 эф. HP-h. Устройство приборов для смазки /смазка автоматическая, под давлением или самотеком/. Расход смазочного масла на единицу энергии при полной нагрузке, отдельно цилиндрового и машинного масел, с указанием их качества /§ 21/. Возможность регулирования количества смазки. Фильтры и устройства для перекачки масла.

Способ пуска в ход и продолжительность его.

Отсутствие при работе ненормального стука и шума и сажеобразования. Перечень вспомогательных частей двигателя /резервуары для топлива и смазочного масла с указанием их количества, насосы, трубопроводы и пр./, запасных частей и инструментов измерительных приборов /термометры, манометры и др./, количество чертежей и пр.

Условия приемных испытаний двигателя на экономичность, продолжительной работой и в действительных условиях /§ 16/.

Срок гарантии / 1 - 1 $\frac{1}{2}$  года /, в течение которого завод обязуется заменить бесплатно части поврежденные или поломавшиеся вследствие неудачной конструкции или плохого качества материала, а также переделать двигатель, если поломка какой-либо части имела место больше 2 раз в течение срока гарантий. Конечно в зависимости от местных условий, приведенная программа может и видоизменяться и дополняться

Ж У Р Н А Л

испытания двигателей внутреннего сгорания

Системы /напр. Дизель/ . . . . .  
Типа /напр. горизонтальный, двухтактный, простого действия/ . . . . .  
З а в о д а . . . . .

Нормальная /продолжительная/ мощность в эф. HP . . . . .  
Наименьшая мощность при давлении по барометру  $\text{мм}$  в эф. HP . . . . .  
Число оборотов в минуту при нормальной нагрузке . . . . .  
Коэффициент неравномерности . . . . .  
Система воспламенения . . . . .  
Способ регулирования . . . . .

ГЛАВНЫЕ РАЗМЕРЫ ДВИГАТЕЛЯ

a) Рабочие цилиндры.

Число цилиндров.  
Площадь поршня в  $\text{см}^2$ .  
Ход поршня в  $\text{м}$ .  
Постоянная цилиндра Ф-ла /11/или/13/  
Объем пространства сжатия.  
Средняя скорость поршня.

/ Компрессоры.

Площадь поршня части низкого давления.  
" " " высокого "  
Ход поршня части низкого давления  
" " " высокого "

c) Производный насос.

Площадь поршня.  
Ход поршня.

а/ Диаметр маховика.

Вес маховика.

Данные генератора электрической энергии.

Нормальное напряжение.

Нормальная сила тока.

Нормальная мощность при  $\cos\varphi =$

К.п.д. при полной нагрузке

"	"	3	"
"	"	4	"
"	"	1	"
"	"	2	"

Гарантии.

Расход топлива<sup>1/</sup> теплотворной способности /рабочей/  $K = \dots \text{Cal}$  на 1 эф. HP-h при полной нагрузке

"  $\frac{1}{2}$  "

Расход топлива на холостой ход

Расход смазочного масла при полной нагрузке на 1 эф. HP-h а/ машинного б/ цилиндрового.

Расход охлаждающей воды при полной нагрузке, при t-ре входа ...°C, t-ре выхода ...°C на 1 эф. HP-h.

Механический к.п.д. при полной нагрузке.

Результаты испытаний.

1. Время испытания.
2. Продолжительность испытания час.
3. Среднее число оборотов в минуту
4. Средняя электрическая мощность  $N_{el}$  кв
5. Средняя эф. мощность /на валу/ двигателя в HP

Рабочие цилиндры.

6. Средние индикаторные давления по рабочим диаграммам

цилиндр N 1	кг/см <sup>2</sup>
" N 2	кг/см <sup>2</sup>

1/ Указать сорт топлива

Ф-ла/25/, или /26/, или /84/

7. Средняя индик. мощ. за рабочие хода/брутто/  
 цилиндр N 1 HP  
 " N 2 "  
 .....  
 полная всех цилиндров "

Ф-ла/10/, или /12/

8. Средние индикаторные давления по диаграммам вспомогат. ходов  
 цилиндр N 1 кг/см<sup>2</sup>  
 " N 2 "

Для 4-х тактных двигателей.

9. Средние индикаторные мощности за вспомогательные ходы:  
 цилиндр N 1 HP  
 " N 2 "  
 .....  
 полная всех цилиндров "

Ф-ла /12/

Продувочный насос.

10. Среднее индикаторное давление

Для 2-х тактных двигателей.

11. Средняя индикаторная мощность

Ф-ла /24/

12. Давление продувки.

Компрессора.

13. Средние индикаторные давления для части низкого давления  
 " высокого "

Для двигателей дизеля.

14. Средние индикаторные мощности части низкого давления .....  
 " высокого "  
 полная .....

Ф-ла /24/

15. Давление гильверизации.

Ф-ла/23/ или

16. Индик. мощность /Netto/ всего двигат HP

/23/

17. " " двигат. без нагрузки HP

" - "

Топливо.

18. Состав топлива в % по весу/для газа в % по об'ему/

- углерод С%
- водород Н%
- кислород О%
- углекислота Со<sub>2</sub>%

окись углерода  $CO\%$   
 метан  $CH_4\%$   
 тяжелые углеводороды  $C_nH_n\%$   
 азот  $N\%$   
 вода  $W\%$

19. Теплотворная способность /рабочая/  
 20. Расход топлива за время испытания  
 21. " " " 1 час  
 22. " " на 1 эф. HP h  
 23. " " на 1 HP-h инд. мощ. /нетто/  
 24. " " на 1 элек. кwh.

Охлаждающая вода.

25. Расход воды за время испытания  
 26. " " " 1 час  
 27. " " на 1 эф. HP-h  
 28. Средняя т-ра входящей воды °C  
 29. " " выходящей " °C  
     цилиндр N 1 ..... °C  
     " N 2 ..... °C  
     средняя для всех цилиндров °C

Газы и воздух.

30. Содержание в отходящих газах в % по объему  
      $CO_2$  %  
      $O_{св}$  %  
     N %  
 31. Объем отходящих газов при  $(\frac{\quad}{760})$  на  $1kg$  /или  $1m^3$ / топлива ф-ла /30/ или /33/  
 32. Вес водяных паров на  $1kg$ /или  $1m^3$ /топлива ф-ла /31/ или /35/  
 33. Коэффициент избытка воздуха ф-ла /34/

34. Коэф-т смешения /для газовых двигателей/ ф-ла /33/  
 35. " подачи всасывающих ходов/для 4-х тактных двигателей/ " /39/

36. Давление по барометру  
 Средние температуры отходящих газов  
     цилиндр N 1 °C  
     " N 2 °C  
     ..... °C  
     средняя для всех цилиндр. °C  
 Средняя температура воздуха в машин. помещении °C

39. Расход смазочного масла  
     а/ машинного  
     в/ цилиндрического

Механический к.п.д. /для двигат. Двигеля с указанием, включена или нет в индикаторную мощность работа компрессоров/ ф-ла /35/ или /36/

Баланс тепла.

	вал	%	
На 1 эф. HP-h расходуется тепла		100	ф-ла /40/
На 1 эф. HP-h получается полезно	632		
Механические потери			ф-ла /39/
Потери в охлаждающей воде			" /77/
" с отходящими газами			" /79/
Невязка баланса /остаточ. член/			ф-ла /33/ или /33/
Экономический к.п.д. двигат.			ф-ла /3/
Промышленный/экономич./к.п.д.			" /4/

Приложения к журналу испытания двигателя внутреннего  
горения.

Индикаторные диаграммы.

	Название диаграммы	Чи- сло их.	№№ ин- дина- тра.	Масшт пру- жин	Средняя высота диаграм
1.	Диаграммы рабочих ходов при наг- рузке цилиндр N 1 " N 2 .....				
2.	" вспом. ходов при нагр. цилиндр N 1 " N 2 .....				
3.	" сжатия и расширения газов цилиндр N 1 " N 2				
4.	" пуска в ход				
5.	" всплеск				
6.	Смещенные диаграммы				
7.	Диаграммы компрессора части низкого давл. " высок. "				
8.	" продувоч. насоса				
9.	" холостого хода цилиндр N 1 " N 2				
10.	.....				

Кроме того, к журналу испытания должны быть приложены все  
подлинные записи отчетов, производившихся во время испытания

Ж У Р Н А Л

испытания газогенератора .



Типа . . . . .

Эволюта . . . . .

- 1.
2. Продолжительность испытания.
3. За сколько часов до начала испытания был растоплен газогенератор.  
расход топлива на растопку.
5. Когда была произведена последняя длительная остановка и чистка генератора.
6. Число часов работы после чистки.
- Результаты испытания.*
7. Расход топлива за время испытания кг
8. " " за 1 час "
9. Элементарный состав топлива в % по весу
  - углерод С%
  - водород Н%
  - кислород О%
  - азот N%
  - сера S%
  - вода H<sub>2</sub>O%
  - зола А %
10. Теплотворная способность /рабочая/
11. Расход воды на производство газа за время испытания
12. " " " " " " 1 час
13. " " " " " на 1кг топлива
14. Количество золы и шлаков за время испытания кг

15. Количество золы и шлаков за 1 час.
16. " " " на 1кг топлива
17. Содержание углерода в 1кг золы и шлаков кг
18. Потеря углерода в золе и шлаках на 1кг топлива кг
19. Объем силового газа на 1кг топлива ф-ла /69/
20. Часовой объем силового газа ф-ла /69/
21. Средний химический состав газа в % по объему
  - углекислота (С<sub>о</sub><sub>2</sub>)%
  - тяжелые углеводороды (С<sub>м</sub>Н<sub>п</sub>)%
  - кислород (О<sub>2</sub>)%
  - водород (Н<sub>2</sub>)%
  - метан (СН<sub>4</sub>)%
  - окись углерода (С<sub>о</sub>)%
  
  - азот (N)%
22. Теплотворная способность /рабочая/ полученного ( $\frac{Q}{760}$ ). ф-ла /66/
  - а/ вычисленная по составу газа
  - в/ определенная калориметром /Юнкерса/.
23. Средняя температура газов поступающих в скруббер °С
24. " " " уходящих из скруббера °С
25. Расход воды на промывку газа за время испытания
26. " " " " за 1 час
27. " " " " на 1кг топлива
28. " " " " на 1м<sup>3</sup> газа
29. Средняя тем-ра воды входящей в скруббер °С
30. " " " уходящей из " °С

31. Разрежение /давление/ газа  
 после генератора  
 " скруббера  
 " конденсатора  
 " смолоотделителя /перед двигателем/.

Баланс тепла.

С 1 кг топлива внесено тепла  $H =$   
 Содержится тепла в газе, полу-  
 ченном из 1 кг топлива  $V_0 \cdot K$   
 Потеря в скруббере отнесенная к  
 1 кг топлива

а/

в/

Потеряно в шлаках на 1 кг топлива

Невязка баланса

К.п.д. собственного газогенератора

К.п.д. всех аппаратов, служащих для произ-  
 водства и очищения газа

100	100
-----	-----

Ф-ла /72/ и  
/73/

Ф-ла /74/

" /75/

" /76/

" /71/

" /71/

Определение химического состава силового /генера-  
 торного/ газа.

1	Время взятия пробы		
2	Отсчеты по измерит. биршке определение горючих составных частей	После забора порции газа	
3		По поглощению $CO_2$	
4		По поглощению тяжелых углеводородов	
5		По поглощению кислорода	
6		По переведении части газа в запасный сосуд /объем газа взятого для сжигания /v/	
7		По засасывании воздуха, нужного для сжигания газа /v/	
8		После сжигания /V <sub>1</sub> /	
9		После поглощения $CO_2$	
10		По поглощению кислорода	
11		Объем газа, взятого для сжигания /v/	
12	Объем воздуха, взятого для сжигания газа (v-r)		
13	Объем кислорода, взятого для сжигания газа 0,209 (v-r)		
14	Сокращение объема, полученное после сгорания $\delta = v - V_1$		
15	Объем углекислоты, полученный при сгорании (б)		
16	Объем избыточного /поглощенного/ кислорода (х)		
17	Объем кислорода, соединившегося с составными горючими частями газа $\delta = 0,209 (v-r) - x$		
18	Количество горючих составных частей в газе взятом для анализа	водорода $t = \frac{\delta - \alpha}{3}$	
19		метана $z = \frac{\delta + \alpha}{3}$	
20		оксида углерода $y = \delta - z$	
21	Процентное по объему содержание газов	Углекислоты	
22		Тяжел. углеводород	
23		Кислорода	
24		Водорода $t = \frac{100 - \delta}{r}$	
25		Метана $z = \frac{100 - \delta}{r}$	
26		Оксида углерода $y = \frac{100 - \delta}{r}$	
27	Азота		
28	Нижний предел теплотворной способности газа $K = 25,8(t_2) + 130,6(CO_2) + 95,3(CO) + 140(C_2H_6) + 140(C_3H_8) + 140(C_4H_{10})$		

Х а р а к т е р и с т и к а

Р О Д Т О П Л И В А	Элементарный состав в % по объему/для газа/или в % по весу/для жид. топлива/									Теплотворная способн. /рабочая/1 м <sup>3</sup> или 1 кг	удельный вес.
	Метан СН <sub>4</sub>	Тяжел. углевод.	Окись углерода СО	Углекислота СО <sub>2</sub>	Водяной пар Н <sub>2</sub> О	Азот N	Углерод С	Кислород О	Водород Н		
Светильный газ	35	5	7	2	-	3	-	48	5000	0,515 <sup>2/</sup>	
Паровоздушный/генераторный/ газ											
а/ из кокса	2	-	28	5	-	58	-	7	1200	3,2 <sup>2/</sup>	
в/ из антрацита	2	-	17	11	-	46	-	24	1300	1,1	
Доменный газ	-	-	26	10	5	56	-	3	900	1,25	
Газы коксоваль-ных печей	32	2	7	1	1	2	-	55	4500	0,5	
Н е ф т ь	-	-	-	-	-	87	1	12	10000	0,8-0,9	
Б е н з и н	-	-	-	-	-	84	-	16	10500	0,68-0,71	
К е р о с и н	-	-	-	-	-	85	1	14	10000	0,81-0,85	
Спирт /90°/ де-натур	-	-	-	-	-	42	45	13	5700	0,83	

1/ БАЛДИН. Двигатели внутреннего сгорания, стр. 56, изд 1912 г.

2/ ИОЛВ. Техническая Термодинамика.

3/ Найдены вычислением.

м о т о р н ы х т о п л и в .

теоретич. количество воздуха для сжигания 1 м <sup>3</sup> или 1 кг	Коэффиц предварительного сжатия.	Давление в конце сжа-тия в атм.	Давления в конце сжа-тия /для двиг. быстр. /	К.п.д./эконом./двиг. быстр. горения при полной нагрузке	Расход топлива на 1 еф. нр-н в м <sup>3</sup> или кг	Примечание
3	5-6	6-8	14-22	0,21-0,3	0,4-0,6 м <sup>3</sup>	-
1,0 м <sup>3</sup>	5-8	9-12	20-28	0,15-0,23	0,45-0,6 кг	в твердом топливе
1,1 м <sup>3</sup>	-	10-14	15-24	0,15-0,22	0,4-0,55 кг	"
0,7 м <sup>3</sup>	-	9-10	15-24	0,15-0,22	2,5-3 м <sup>3</sup>	-
5,0 м <sup>3</sup>	-	9-10	15-24	0,17-0,23	1-0,8 м <sup>3</sup>	-
3/ 14,1 кг	3-4	4-6	10-18	0,14-0,19	0,35-0,45 кг	-
3/ 15,2 кг	-	5-7	12-20	0,17-0,21	0,3-0,4 кг	-
3/ 14,6 кг	3-4	4-6	10-18	0,13-0,17	0,35-0,45 кг	-
3/ 7,4 кг	7-10	7-11	20-32	0,23-0,29	0,35-0,45 кг	-

Т а б л и ц а I I. Расход топлива 1 эф. HP-н при полной нагрузке для различных двигат.

Род двигателей.	Эффективная мощность в HP										200 и выше	
	6	10	15	20	25	30	40	50	100	150		
а/ А-хлуктные двигат. б.в. жидкого топлива.	410	590	560	350	345	340						
керосиновые с электр. воспл. уг.	540	500	490	490	480							
" с воспл. запаль-ной трущей	520	510	500	500	500							
спиртовые двигатели	320	300	280	270	265							
бензольные												
б/ 2-хтактные двиг. б.в. жидкого топлива.	375	350	320	310	310	285	280					
нефтяные с запальной камер./с криеишн. камер./	365	340	315	300	290	270	260					
керосиновые "		270		230		210	210	200	190	190	180	
с/ Двигатели ДУЗВЛ												
а/ Газометры/регул. качества		550	510	500	495	450	485	475	470	460		
Светильн. газа/500 cal/ м.мр. 1/		600	545	525	500	475	450	415	400	380		
Газовоса. при работе на амтрамине с к=3400 cal		775	700	680	650	620	560	530	510	490		
коксе с к=6500 cal		1100	1000	980	940	900	800	760	750	700		
бузон угле с к=4500 cal												
Большое количество от 2400 cal												
на газе коксе в печи и олен.												
ком. колор.												

Расход в т.м.р. и т.м.р.

1/ Haeder. Olmotoren 4. I. изд. 1921 г. стр. 557

Т а б л и ц а I I I.

Расход топлива при различных нагрузках\*).

	Степень загрузки					Примечанид.
	4/4	3/4	1/2	1/4	хол. ход.	
Двигатели быстр. гор., регулир. качеств.	1	0,85	0,72	0,6	0,5	От полного рас-хода топлива при нормальной нагрузке.
Двигатели быстр. гор. пропусками	1	0,83	0,68	0,5	0,35	
Двигатели Дизеля	1					

\*). Haeder. Olmotoren 4. I, изд. 1921 г. стр. 557

Т а б л и ц а I V.

Расход смазочного масла на 1 эф. HP-н при полной нагрузке по Haeder' y.

	Эффективная мощность - в HP.								
	5	10	15	20	25	50	100	500	1000
Расход масла /цилиндро. - всего и машинного вместе/гр	8	7	6	5	4	3	2	1,6	1,05

ТАБЛИЦА У.

Удельные веса и теплоемкостные способности составных частей топлива.

	Химическое обознач.	Уд. вес $\text{кг/м}^3$ при $(\frac{0}{760})$	Теплоемк. способн. 1 кг.		Теплоемк. способн. $1 \text{ м}^3 (\frac{0}{760})$	
			калорим.	рабочая	калорим.	рабочая
Углерод	C	-	8100	-	-	-
Серя	S	-	2220	-	-	-
Водород	H <sub>2</sub>	0,09	34100	28700	3070	2580
Окись углерода	CO	1,25	2450		3060	
Метан	CH <sub>4</sub>	0,716	13250	11900	9500	8530
Этилен	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	1,252	12000	11230	15000	14050
Ацетилен	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	1,162	12000	11600	13950	13500
Углекислота	CO <sub>2</sub>	1,965	-	-	-	-
Кислород	O <sub>2</sub>	1,429	-	-	-	-
Азот	N <sub>2</sub>	1,254	-	-	-	-
Водяной пар	H <sub>2</sub> O	0,8058	-	-	-	-
Воздух	-	1,293	-	-	-	-
Бензол	C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	-	10000	9600	-	-

ТАБЛИЦА УІ.

Средние теплоемкости 1 м<sup>3</sup> газов при постоянном давлении по Нейману.

Температура t °C	Средние теплоемкости 1 см <sup>3</sup> газа при 0° и 760 мм давл между t-вами 0° C и t° C					
	CO <sub>2</sub> и SO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O (пары)	O <sub>2</sub> , N <sub>2</sub> , CO и воздух	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>
0	0,397	0,372	0,312	0,310	0,343	0,420
100	0,410	0,373	0,314	0,312	0,379	0,469
200	0,426	0,375	0,316	0,314	0,415	0,518
300	0,442	0,376	0,318	0,316	0,450	0,569
400	0,456	0,378	0,320	0,318	0,486	0,616
500	0,467	0,380	0,322	0,320	0,522	0,665
600	0,477	0,383	0,324	0,322	0,557	0,714
700	0,487	0,385	0,326	0,324	0,593	0,763
800	0,497	0,389	0,328	0,326	0,629	0,812
900	0,505	0,394	0,330	0,328	0,664	0,861
1000	0,511	0,398	0,332	0,330	0,700	0,911
1100	0,517	0,402	0,334	0,332	0,736	0,960
1200	0,521	0,407	0,336	0,334	0,772	1,003
1300	0,526	0,413	0,338	0,336	0,807	1,056
1400	0,530	0,418	0,340	0,338	0,843	1,107
1500	0,536	0,424	0,342	0,340	0,879	1,156

ВАЖНЕЙШИЕ ЗАМЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ.

Стр.	Строка	Напечатано:	Должно быть:
9	1 св.	продувке цилиндра	доа-впуск газов и продувка цилиндра.
24	9 сн.	индикатора $1 \text{ kg/cm}^2$	индикатора в $1 \text{ kg/cm}^2$
28	3 св.	/черт. 29-30/	/черт. 30/
35	11 "	снятия. Ж цилиндра	снятия, Ж цилиндра
43	1 сн.		$\frac{7,65 + 12,8}{2} = 10,225 \text{ atm.}$
50	4 сн.		$N_i = \sum N_i - \sum N_k$
55	3 св.	$P_r = P_l$	$F_r = P_l$
58	2 св.		$b = \frac{75 \cdot N_0}{D \cdot \omega} \text{ см}$
76	11 сн.		$v_c = f_0 \cdot \frac{U}{1 - mU} \sqrt{2g \cdot \frac{P_1 - P_2}{\gamma}} \text{ м}^3 \text{ сек}$
85	черт. 85	g	c
88	22 св.	трубку	пробу
97	2 св.	кладки	кладкой
108	3 сн.	точки,	точки в ,
110	16 св.	Дизеля записывается	Дизеля, кроме того, записывается
143	В чертах	Ж 135, 136, 137, 138, 139 и 140.	Не указаны Ж опыта: Ж 4, Ж 7, Ж 12, Ж 18, Ж 9, Ж 21
145	17 и 18 сн.	пульверизирующего. затрачивается.	пульверизирующего. воздуха затрачивается
149	черт. 157	Ошибочно указано конечное давление при 40 атм. /Оно должно законч. при 32-34 атм./	
153	9 сн.	соответствует вспыхиванию	соответствует преждевременной вспыхиванию
159	4 сн.	по. ивету. газов	по. ивету. отходящих газов
"	1 сн.	газов не упо-	газов мало. упо-
140	6 св.		$\eta_t = 1 - \frac{1}{\sum x - 1} \cdot \frac{\rho^x - 1}{\chi(\rho - 1)}$

ИЗДАТЕЛЬСТВО „КУБУЧ“

ЛЕНИНГРАД, МОЙКА, 53. Телефон 561-63.

ГОТОВЯТСЯ К ПЕЧАТИ:

- Дмитриев, В. В., проф. Электрические силовые установки Вып. III. Основы проектирования электрических блокстанций и тепло-силовых установок.
- Толвинский В. А., проф. Электрические машины: Часть I. Машины постоянного тока. Часть II. Синхронные машины.
- Круг, К. А., проф. Асинхронные двигатели.
- Холушинов Ф. И., проф. и Алексеев, А. Е., инж. Электрический и механический расчет машин постоянного и переменного тока.
- Алексеев, А. Е., инж. Конструирование электрических машин постоянного и переменного тока.
- Рукавишников, Н. И., инж. Конспект к расчету асинхронных двигателей.
- Его-же. Решение задач по электрич. машинам переменного тока.
- Евзер, проф. Передача электрической энергии т.т. I, II и III перек. с зем. под ред. проф. А. А. Смурова.
- Ринкевич, Н. А., проф. Электрические силовые установки. Электрическое распределение механической энергии.
- Беловидов, В. С., инж. Электрические силовые установки. Выбор машин двигателей для центральных электрических станций.
- Егизаров, Н. В., проф. Гидроэлектрические установки. Пособие по лабораторным установкам.
- Щуркевич, И. А., проф. Курс переменного тока.
- Его-же. Задачник по переменному току.
- Его-же. Электрические сети.
- Покровский, С. И., проф. Электричество и магнетизм.
- Его-же. Задачник по электричеству и магнетизму.
- Шошин, И. А. Лабораторное руководство по электричеству и магнетизму.
- Скребов, И. Т., инж. Электрические измерения: Вып. I. Лабораторное руководство по измерению постоянного тока. Вып. II. Руководство по измерению переменного тока. Вып. III. Электрические счетчики.
- Тимофеев, В. А., инж. Электрификация железных дорог.—Тяговые расчеты.
- Муравьев, А. Е., инж. Электрическое освещение.—Пособие к лабораторным занятиям по общему курсу.
- Балантаров, И. А.—Ртутные выпрямители.
- Третьяк, Г. А., инж. Электротехника высокого напряжения.—Пособие к лабораторным занятиям по общему курсу.
- Коваленко, В. И., проф. Центральные телефонные станции.
- Его-же Теория телеграфно-телефонной передачи.
- Камне, Л. К., проф. Пособие к лабораторным занятиям по электрич. телеграфным измерениям.
- Берг, А. И., инж. Радиотехника в задачах с расчетами и решениями.
- Соколов, С. И., инж. Радиотехника.—Лабораторное руководство по специальному курсу.
- Гребенщиков, И. В., проф. Физическая электрохимия.