

Исследование ковочных молотов с клапанным распределением.

Ковочные молоты с клапанным распределением имеются на ряде заводов Союза. Факт отсутствия каких-либо указаний в литературе как в части регулировки этих молотов в процессе работы, так и при проектировании, говорит о недостаточности их экспериментального изучения. Особенно неопределенными являются вопросы выбора перепадов давлений, вызванных мятием рабочего тела (пара, воздуха) на различных участках хода бабы, построений графиков открытия клапанов по ходу рукоятки, определений характера кривых перемещения рукоятки по ходу бабы при различных режимах работы молотов и др.

Испытания молотов с клапанными распределениями фирмы „Эумуко“, предпринятые Центральным научно-исследовательским институтом машиностроения¹⁾, позволили получить достаточный материал, освещающий указанные вопросы. Кроме того, на основе испытаний молотов определились технические показатели работы молотов, соответствовавшие существовавшим при испытаниях условиям. Анализ полученных данных дал возможность разработать ряд мероприятий, направленных на улучшение технических показателей работы молотов. Последующие испытания, проведенные в измененных условиях, показали правильность указанных мероприятий.

Задачей настоящей статьи является—на примере исследований двух молотов, 3-тонного молота фирмы „Эумуко“ и 6-тонного,—изложить методику исследований и полученные результаты.

Описательная часть.

Ковочные молоты „Эумуко“ с клапанными распределениями (рис. 1 и 2) различного тоннажа строятся на одном и том же принципе осуществления отсечек воздуха (пара) в рабочем цилиндре посредством клапанов. Молоты могут работать как на воздухе, так и на паре. Работа молотов, послуживших объектами настоящего исследования, происходила исключительно на воздухе. В соответствии с этим при дальнейшем изложении принимаем за рабочее тело воздух.

Перемещение клапанов производится вручную от специальной рукоятки управления. Соответственно числу отсечек воздуха в рабочем цилиндре, общее количество рабочих клапанов на каждом молоте—четыре. Таким образом каждый клапан управляет только одним определенным рабочим процессом, протекающим в цилиндре.

Присваивая каждому клапану соответствующий номер, имеем:

1. Клапан впуска сжатого воздуха в верхнюю полость цилиндра (верхнего впуска).
2. Клапан выпуска отработанного воздуха из верхней полости цилиндра (верхнего выпуска).
3. Клапан впуска сжатого воздуха в нижнюю полость цилиндра (нижнего впуска).

¹⁾ Работа производилась сотрудниками кузнечной лаборатории: инж. Батаговым Б. Н., техником Жилиным Н. А., Копыловым Н. М. под руководством проф. А. И. Зимица и автора.

4. Клапан выпуска отработанного воздуха из нижней полости цилиндра (нижнего выпуска).

Механизм перемещения клапанов устраивается таким образом, что при движении рукоятки вверх клапаны 2 и 3 поднимаются, а клапаны 1 и 4 опускаются. При перемене направления движения рукоятки, перемещения клапанов происходят в обратном порядке. Моменты их открытий и закрытий в зависимости от положений рукоятки определяются регулировкой движения клапанов. Регулировка производится по каждому клапану отдельно путем изменения величины мертвого хода в системе рукоятка—клапан.

Для облегчения работы рукояткой при подъеме клапанов давления, действующие на клапаны, выравниваются посредством предварительного открытия специальных разгрузочных клапанов.

В нерабочем состоянии молотов рукоятка управления находится, приблизительно, в среднем положении; так как при этом оба впускные клапаны (1-й и 3-й) должны быть перекрыты, то поршень не испытывает никакого давления от сжатого воздуха, и бабасвободно покоится на бойках.

При подъеме рукоятки от среднего положения осуществляется последовательное открытие клапанов: сперва клапана верхнего выпуска (2), а затем нижнего впуска (3). Под действием сжатого воздуха на нижнюю площадь поршня баба устремляется вверх. Если оставить рукоятку в верхнем положении на протяжении всего хода вверх, то произойдет удар поршня о верхний пружинный амортизатор, так как верхняя полость цилиндра сообщена в это время с атмосферой, и поршень не испытывает никакого тормозящего действия. Энергия такого удара настолько велика, что болты крышек амортизатора и цилиндра могут быть сорваны, а сами крышки разрушены. Для избежания этого машинисту необходимо быстро перевести рукоятку в положение ниже среднего за некоторое время до момента достижения поршнем высшей точки хода. Этим производится посадка клапанов 2 и 3 и открытие клапанов 1 и 4. Под действием сил инерции баба все еще продолжает свое движение вверх, однако сжатый воздух сверху поршня является буфером и не допускает удара поршня о крышку цилиндра. Заметим, что момент начала смещения рукоятки вниз должен быть вполне определенным. При запаздывании момента опускания рукоятки произойдет удар о крышку, при слишком раннем опускании остановка поршня произойдет не в высшей точке, и таким образом работа молота будет происходить с неполным использованием хода.

Для получения ударов максимальной энергии рукоятку следует держать в нижнем положении в продолжение всего времени хода бабы вниз, и только после удара рукоятка должна быть поднята для получения следующего холостого хода вверх. В интересах использования полной мощности молота подъем рукоятки должен производиться немедленно после удара. В случае задержки рукоятки в нижнем положении баба некоторое время будет осуществлять цикл так называемого „прижима“. Работа молота по такому циклу, не давая сколько-нибудь заметных преимуществ в отношении технологического, процесса замедляет темп работы молота. При подъеме рукоятки до удара и открытия клапанов нижнего впуска (3) и верхнего выпуска (2) в продолжение хода бабы вниз—до удара, последний ослабляется наличием нижнего воздушного буфера и выключением верхнего воздуха. На практике к такому режиму работы молота (с нижней подушкой) прибегают в тех случаях, когда требуются легкие, но частые удары. Действительно, в этом случае, к моменту начала подъема бабы, нижняя полость рабочего цилиндра уже заполнена сжатым воздухом, а время „прижима“ практически равно нулю. Энергия таких ударов уменьшается тем в большей степени, чем раньше при ходе поршня вниз был произведен подъем рукоятки управления.

Таким образом, при достаточной опытности машиниста, правильно отрегулированный молот может обеспечить самые разнообразные требования, предъявляемые к нему технологическими условиями работы. Положение „держания бабы навесу“ создается путем медленного и осторожного подъема рукоятки из среднего положения до момента, соответствующего началу подъема бабы. Таким образом произойдет медленное „подтягивание“ бабы кверху под небольшим давлением до упора поршня о штырь амортизатора.

Конструктивное оформление 3-тонных и 6-тонных типов клапанных молотов различно. Первые являются молотами арочного типа с литой станиной. Вторые—мостового типа с клепаной станиной. Общий вид 6-тонных молотов фирмы „Эзумуко“ помещен на рис. 1 и 2. Основной отличитель-

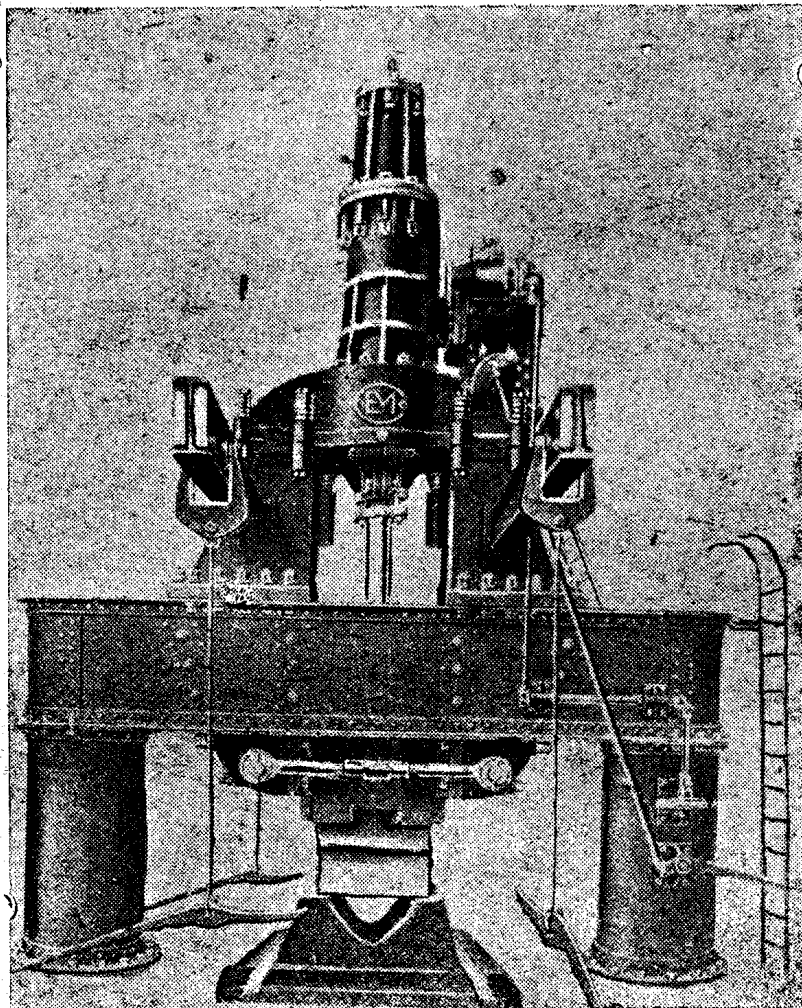


Рис. 1.

ной особенностью каждого типа молота является также расположение рабочих клапанов, что в свою очередь вызывает изменения в конструкции клапанной коробки и в устройстве механизма перемещения клапанов.

Клапанная коробка 3-тонного молота с клапанами представлена на рис. 3. Оба клапана выпуска (2) и (4) расположены непосредственно под соответствующими впускными клапанами (1) и (3). Каждому клапану соответствуют 10 окон, расположенные по окружности втулок. Окна снаружи окружены кольцевыми пространствами. Кольцевые пространства впускных клапанов (верхняя пара) связаны между собой одним промежуточным каналом, постоянно сообщенным с сжатым магистральным воздухом. Кольцевые пространства выпускных клапанов (нижняя пара), связанные между

собой каналом, постоянно сообщены с атмосферой. Пространства между клапанами впуска и выпуска непосредственно соединены с каналами, со-

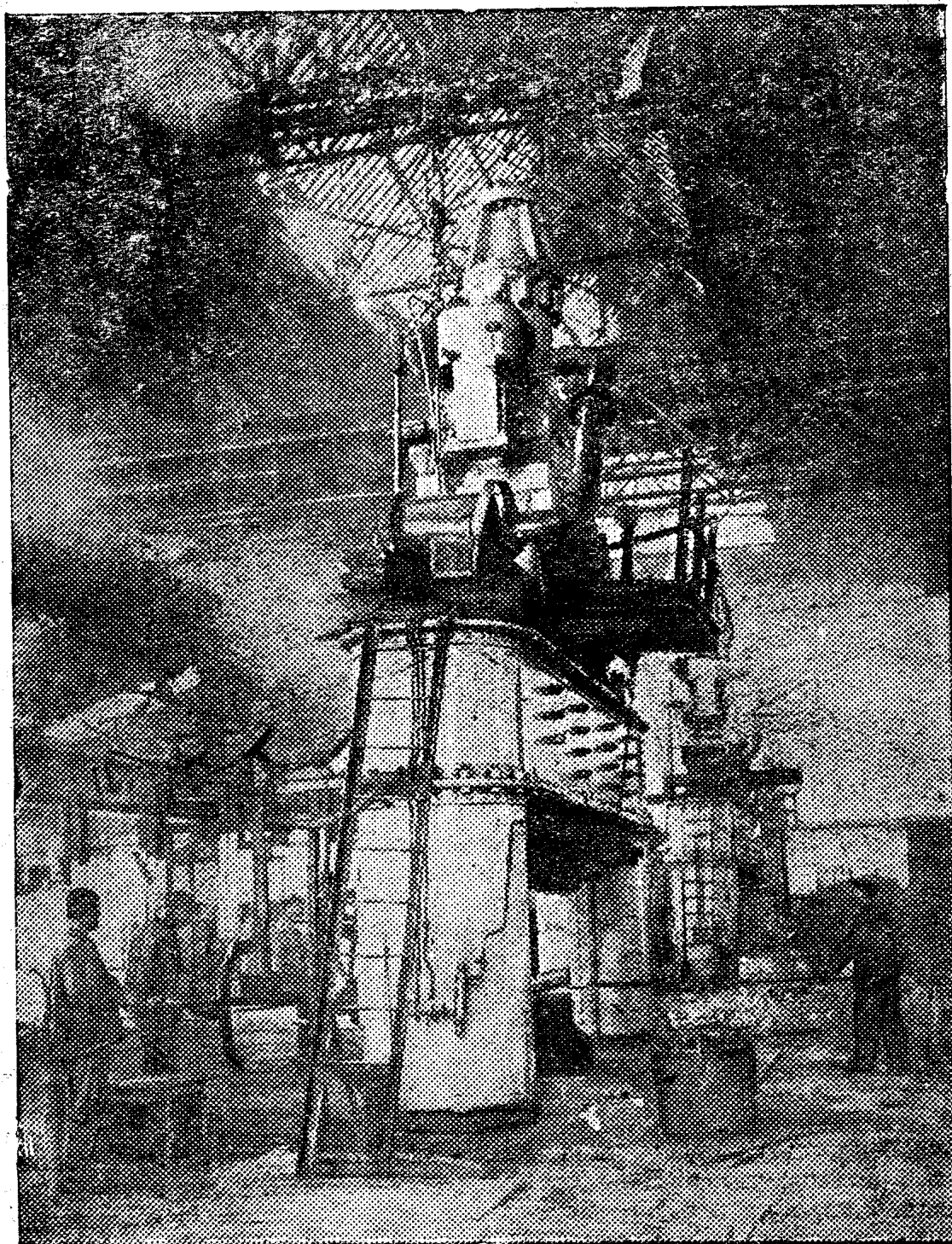


Рис. 2.

общающимися с соответствующими полостями цилиндра (пространства между клапанами 1 и 2—с верхней, а пространства между 3 и 4 клапанами—с нижней полостью цилиндра).

Принятое в этой конструкции расположение клапанов обеспечивает максимальную компактность клапанной коробки.

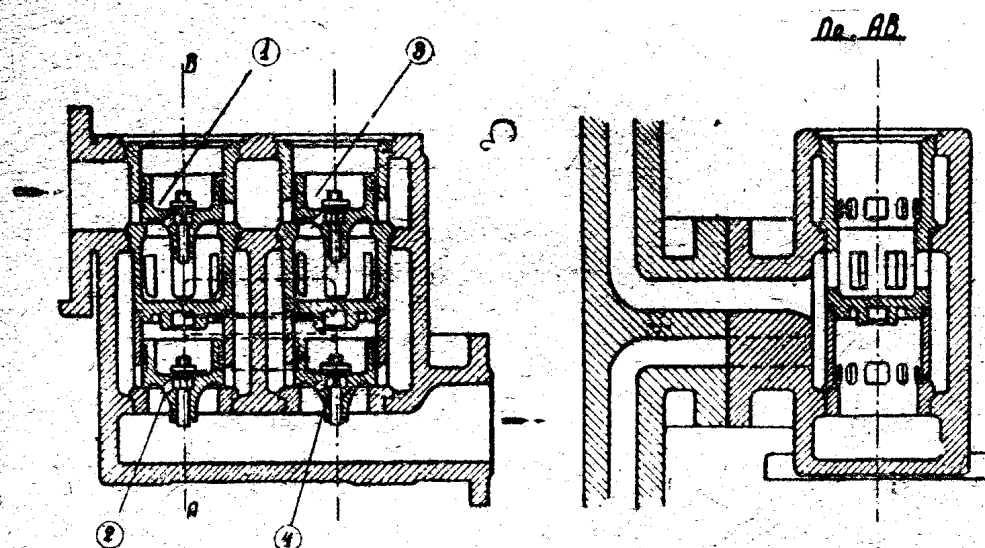


Рис. 3.

Рассмотрим механизм перемещения клапанов 3-тонного молота. При перемещении рукоятки управления, связанная с ней вертикальная тяга приводит во вращательное движение крестовину, изображенную на схемах (рис. 4). Тяга от рукоятки присоединена к левой части поперечины кресто-

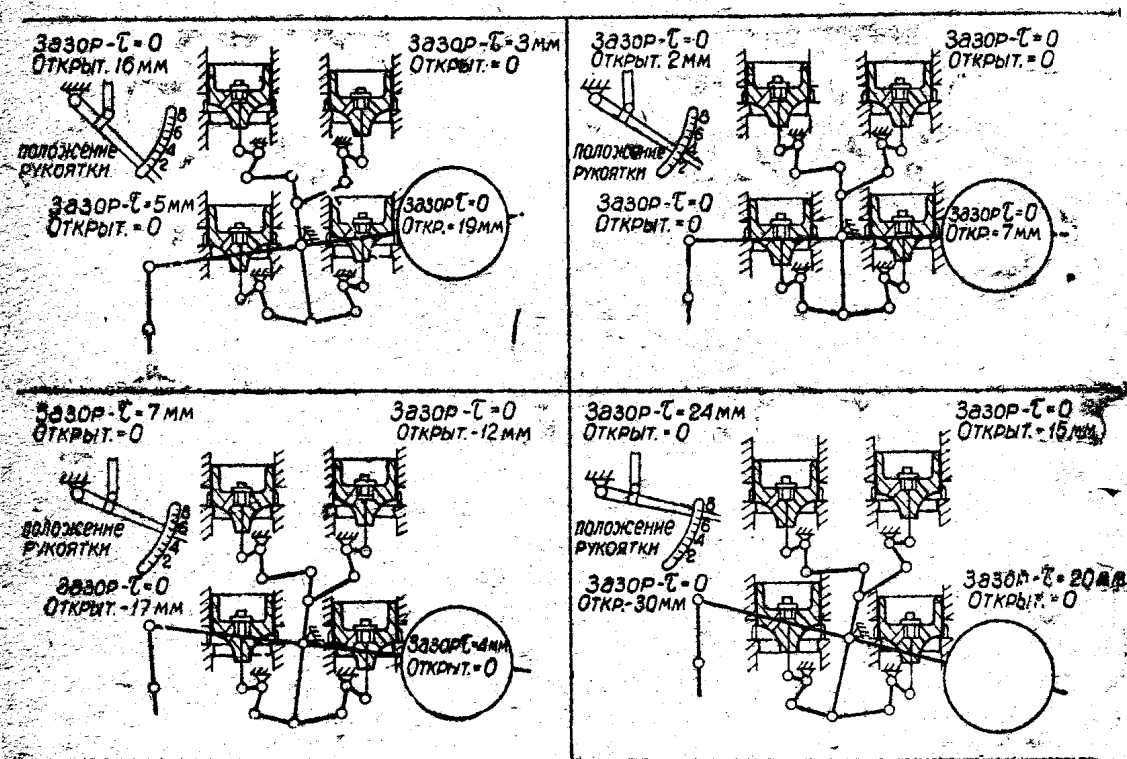


Рис. 4.

вины. На правой части поперечины подвешен груз, уравнивающий механизм. При вращении крестовины перемещаются болты *b*, шарнирно прикрепленные к ее вертикальной части (рис. 5). Сидящие на резьбе болтов бронзовые втулки *a*, снабженные буртиками, будут свободно проскальзывать в отверстиях сухарей *e* до тех пор, пока их буртики не коснутся торцевой плоскости сухарей. Так как последние шарнирно закреплены между двумя планками, образующими рычаги *d*, то при дальнейшем пере-

мещении болтов будет происходить вращение рычагов d и сидящих с ними на шпонках валиков O . Валики O вращаются в подшипниках и входят

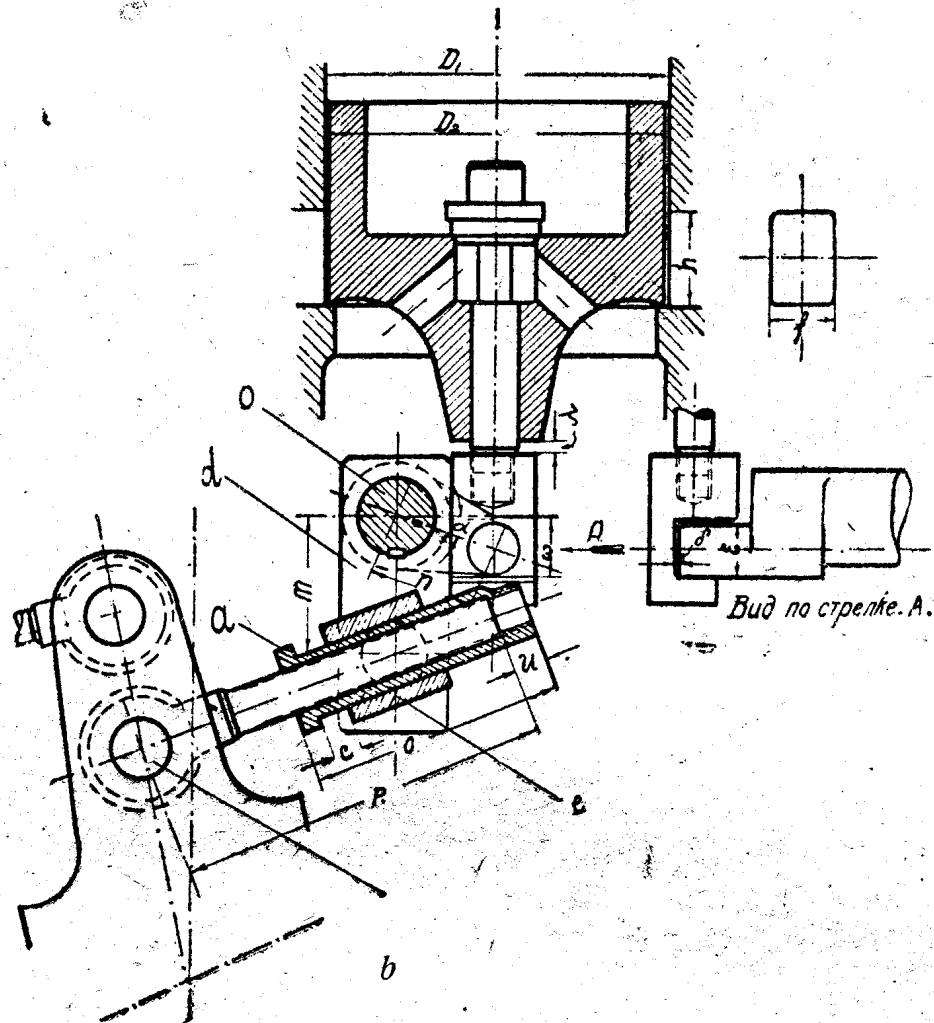


Рис. 5.

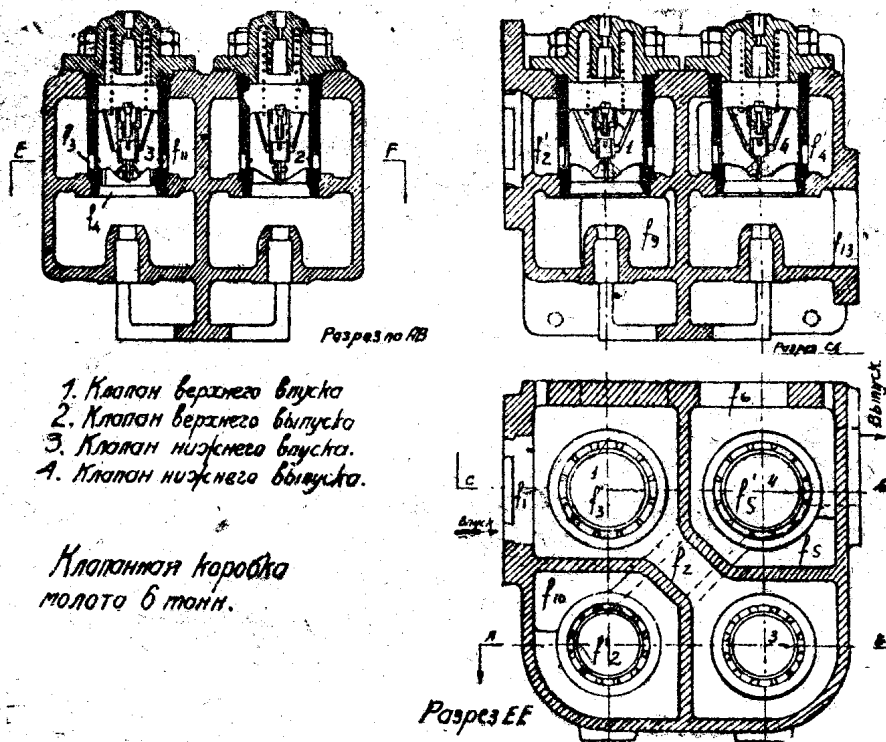
внутри клапанной коробки. Эксцентрично расположенные на конце валиков пальцы связаны с осями клапанов. Ввиду того, что движение пальцев валиков происходит по окружности, а клапаны должны двигаться по вертикали, то для возможности свободного скольжения пальцев в горизонтальном направлении соответствующие им гнезда имеют форму горизонтальных пазов. Понятно, что чем больше величина зазора c между буртиком втулки и торцевой плоскостью сухаря, т. е. чем больше мертвый ход системы рукоятка — клапан, тем позже начнется подъем данного клапана и тем раньше при обратном движении рукоятки он сядет в гнездо.

Таким образом регулировка каждого клапана осуществляется изменениями размеров c путем ввертывания или вывертывания втулок a , сидящих на резьбе болтов b . Фиксирование регулировки удобнее всего производить по размеру $и$.

Конструкция клапанной коробки 6-тонного молота (рис. 6) предусматривает расположение всех 4 клапанов на одной горизонтали.

Рассмотрение схем (рис. 7) дает без особых пояснений достаточно ясное представление о движении воздуха в клапанах клапанной коробки. Верхняя схема соответствует положению рукоятки вверх, а нижняя — вниз. Изменение расположения клапанов по сравнению с 3-тонным молотом вызвало необходимость в 2 лишних каналах, что нельзя признать

...важным фактором. Действительно, сжатый воздух, поступающий в верхнюю полость цилиндра, при ходе бабы вверх, должен предварительно



1. Клапан верхнего впуска
2. Клапан верхнего выпуска
3. Клапан нижнего впуска
4. Клапан нижнего выпуска

Клапанная коробка
молота 6 тонн.

Рис. 6.

...пройти лишний канал с местным сопротивлением в виде поворота. Такое же дополнительное сопротивление должен преодолеть и отработанный воздух, выходящий в это время из верхней полости цилиндра. Оба указанные явления влекут за собой замедление подъема бабы, а следовательно, снижение числа ударов молота в единицу времени. Как положительную особенность, свойственную принятому в 6-тонных молотах расположению клапанов, следует отметить простоту устройства механизма перемещения клапанов (рис. 8).

Регулировка клапанов (рис. 9) осуществляется здесь путем изменения размеров *и* ввертыванием или вывертыванием толкателей клапанов, сидящих во втулках *а*. От размеров *и* в свою очередь зависят величины мертвых ходов *с* системы рукоятка—клапан. В отличие от 3-тонного молота изменение размеров *и* точно выражает здесь величины изменений хода клапанов. Это обстоятельство значительно упрощает и облегчает регулировку молота.

Схемы движения воздуха в клапанной коробке

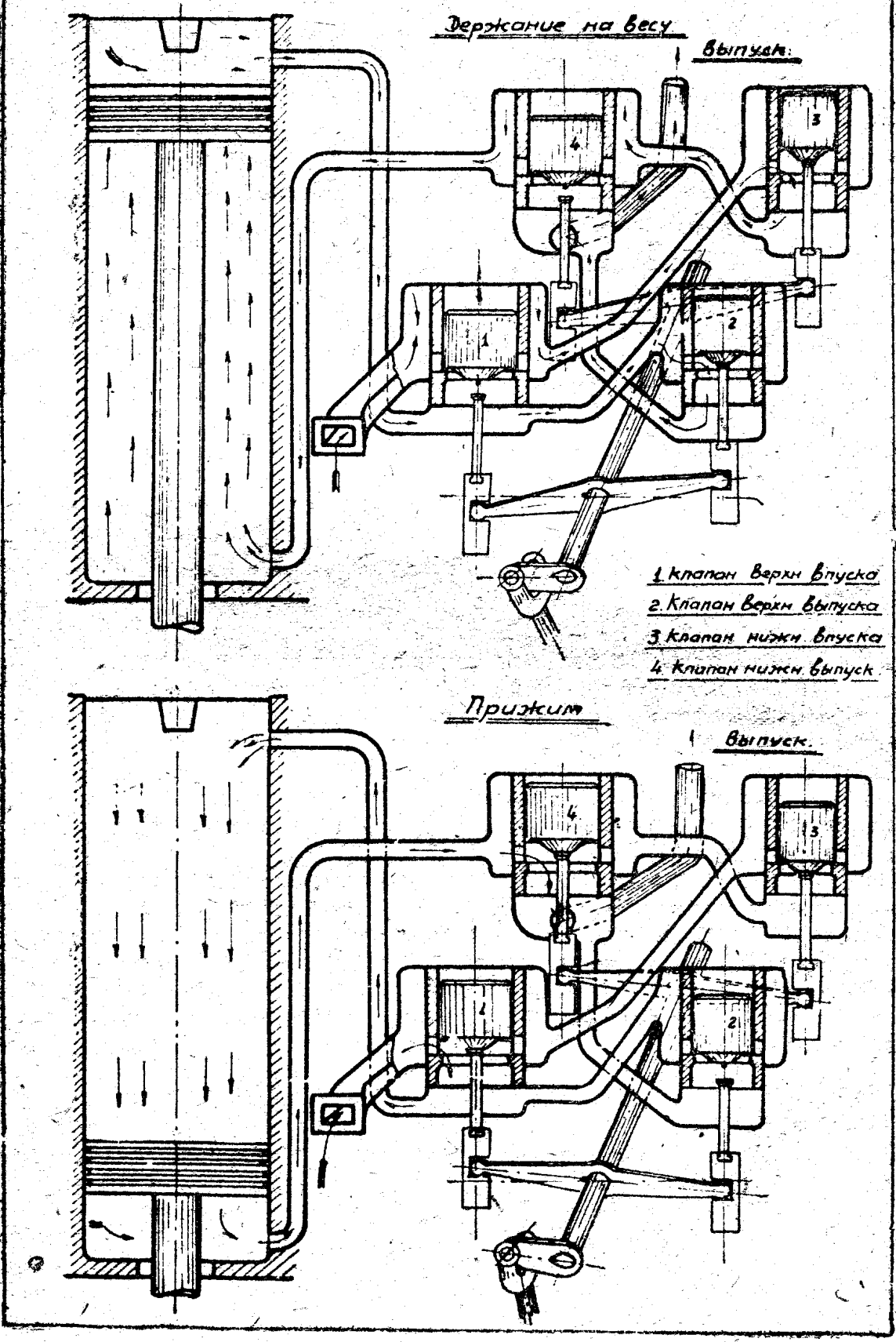


Рис. 7.

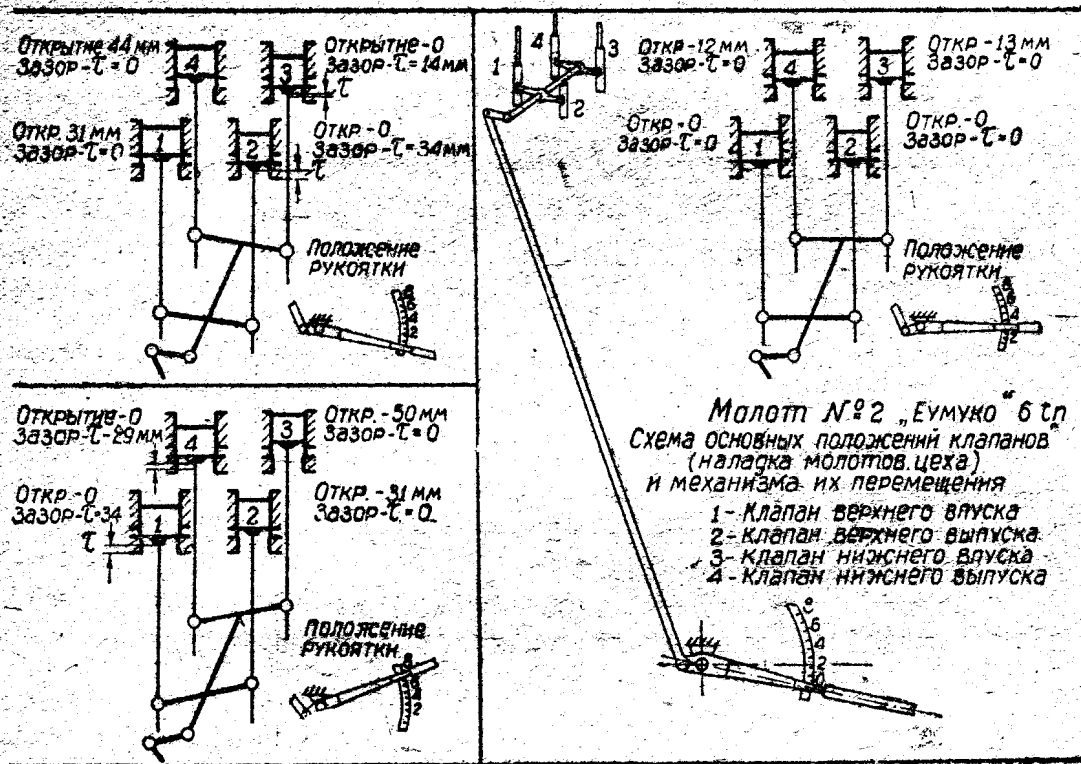


Рис. 8.

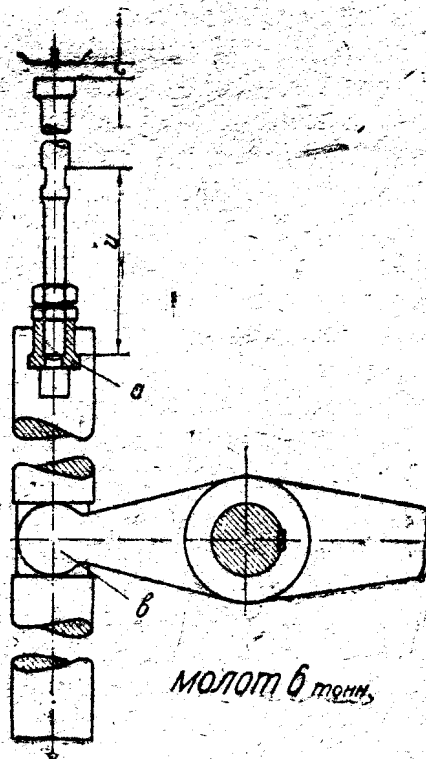


Рис. 9.

ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ЧАСТЬ.

I. Выявление существующего состояния молотов.

Методики проведения всех необходимых измерений и подсчетов для выявления „существующего состояния“ молотов, в целях удобства осуществления систематического контроля за работой молотов техническим персоналом цеха, изложены в виде особых протоколов¹⁾.

По этим протоколам определяются параметры молотов и их кинематические характеристики.

1. Основные параметры (протоколы № 1).

- а) Вес падающих частей (поршень, шток, баба, боек) — $G_{кг}$
- б) Величины максимального проектного хода бабы — H_{max} максимального действительного хода бабы — H_0
- в) Рабочие площади поршня: верхняя $F_{см^2}$, нижняя — $\alpha F_{см^2}$
- г) Величины действительных вредных пространств;

$$\text{верхнего } Y_0 = \bar{V}_0 + v_0 + v_{ок} \text{ см}^3$$

$$\text{нижнего } Y_u = V_{2hd} + v_u + v_{ук} \text{ см}^3,$$

где \bar{V}_0 и V_{2hd} — соответственно объемы верхнего и нижнего вредных пространств непосредственно в полости цилиндра;

v_0 и v_u — соответственно объемы верхнего и нижнего вредных пространств в каналах цилиндра;

$v_{ок}$ и $v_{ук}$ — соответственно объемы верхнего и нижнего вредных пространств в клапанной коробке.

Параметр G — вес падающих частей молота — определяется путем взвешивания динамометром с последующим сопоставлением с результатами подсчетов по чертежным данным. Определение остальных параметров производится путем измерения и соответствующих подсчетов.

Определение V_{2hd} производится с помощью измерения расстояний (A) от нижней плоскости бабы до верхней плоскости бойкодержателя, при опущенном на нижнюю крышку поршне (рис. 10)¹⁾.

Определенный таким образом размер A имеет также и самостоятельное значение, как фактор, корректирующий правильность установленной высоты бойков. Действительно, суммарная высота бойков $2h_0$ должна превышать размер A на величину, необходимую для обеспечения нормальной высоты нижнего вредного пространства.

Размеры J и B измеряются непосредственно, размер k определяется путем измерения вспомогательных размеров γ , ε и размера e с последующим подсчетом по выражениям:

$$k = \gamma + \varepsilon - e \text{ мм — для молота 3 т}$$

$$k = \gamma + \varepsilon - e + 170 \text{ мм — для молота 6 т.}$$

Все необходимые размеры для определения параметров сведены в таблицы 1 и по технике их измерения разделены на четыре группы.

Первая группа размеров (от B до e вкл.) может быть получена без какой-либо предварительной разборки молота.

Вторая группа размеров (от t до γ вкл.) может быть получена только при снятой верхней крышке и при наличии бойков.

¹⁾ См. приложение и рисунки 10—20.

Третья группа размеров (H_2 и A) определяется так же, как и вторая группа размеров, но при опущенном на нижнюю крышку цилиндра поршне. Четвертая группа размеров (от l до $l_{и''''}$) в виду затруднительности измерения по натуре определяется лишь по чертежам цилиндров. Далее приведены результаты подсчетов основных параметров молотов. Полученные результаты сведены в табл. 2.

2. Кинематические характеристики распределительных механизмов молотов (протоколы № 2)¹⁾.

Кинематические характеристики молотов определяются:

1. Законом перемещения клапанов в зависимости от положения рукоятки управления на секторе.

2. Положениями рукоятки управления, которым соответствуют моменты посадки клапанов на седла.

В свою очередь и закон перемещения и моменты посадки клапанов зависят от:

а) относительного расположения и размеров звеньев распределительного механизма;

б) размеров, фиксирующих регулировку молота;

в) величин зазоров и мертвых ходов в звеньях распределительного механизма.

Для быстрого определения всех указанных зависимостей составлены протоколы № 2. В протоколах приведен порядок определения необходимых данных для заполнения таблиц 1, 2, 3 и составления графика перемещения клапанов в зависимости от положения рукоятки.

Так, например, указано, что для определения относительного расположения звеньев распределительного механизма необходимо звено d установить в горизонтальное положение и отметить при этом положение рукоятки управления на секторе. При испытании молота в 3 m горизонтальное расположение звена d (рис. 11) устанавливалось по ватерпасу, а при испытаниях молотов в 6 m — по равенству высот X выступающих из крышки подставки клапанной коробки стаканов (рис. 20). Как уже указывалось ранее, расположение звеньев распределительного механизма должно фиксироваться относительно определенных положений рукоятки управления на секторе. Для этой цели необходима разметка полного хода рукоятки (рис. 11 и 17)¹⁾.

Относительное расположение звеньев распределительного механизма зависит от линейных размеров отдельных звеньев механизма. Все размеры, влияющие на относительное расположение звеньев, но не изменяющиеся при различной регулировке работы молота, сведены в таблицу 1 (рис. 11 и 17). Размеры, изменением которых обуславливается данная регулировка работы молота, сведены в таблицу 2. И, наконец, в таблице 3 сведены размеры, влияющие на работу каждого клапана (рис. 12 и 18)¹⁾.

Закон перемещения клапанов в зависимости от положений рукоятки управления устанавливается экспериментально, путем фиксирования перемещений каждого клапана при различных положениях рукоятки на секторе.

Замер указанных перемещений клапанов, обозначенных в табл. 4 и 4а через u , производился при снятых верхних крышках клапанной коробки.

Однако надо заметить, что данные таблицы 4 не дают еще представления о точном расположении рукоятки управления в моменты посадки на седла рабочих и разгрузочных клапанов. Определение указанных положений рукоятки сводится к нахождению на секторе таких положений, при которых происходит подъем и посадка рабочих и разгрузочных клапанов. Результаты определений сводятся в табл. 5.

¹⁾ См. приложение.

В этих таблицах принято, что
размеры t_1 замеряются в те моменты, когда замечается начало подъемов разгрузочных клапанов (рабочие клапаны сидят на седлах);
размеры t_2 — в моменты, когда разгрузочные клапаны подняты до отказа, а рабочие клапаны сидят еще на седлах;
размеры u_2 — в моменты, когда замечается начало подъемов рабочих клапанов;
размеры t_0 — в моменты, когда разгрузочные клапаны сидят на седлах;
размеры u_1 — в моменты, когда рабочие клапаны сидят на седлах.

Величины ходов λ разгрузочных клапанов определяются как разности показаний измерений t_0 и t_2 .

Определенные описанным выше образом перемещения клапанов и относительные расположения рукоятки в моменты их посадки на седла включают в себя влияние мертвых ходов (зазоров) в распределительных механизмах. Эти мертвые хода снижают величины подъемов клапанов, и может наступить такой момент в работе распределительных механизмов, когда при перемещении рукоятки управления клапаны совершенно не будут подниматься. Отсюда вытекает необходимость контроля величин мертвых ходов. Выявление величин мертвых ходов в распределительных механизмах от рукоятки управления до звена d (рис. 11 и 17) не представляет затруднений, выявление же мертвых ходов в звеньях от звена d до рабочих клапанов нуждается в ряде дополнительных операций. Одной из таких операций является измерение размеров X (полученные размеры X' сводятся в табл. 6).

На молоте в 3 т отсчет размеров X производится между вертикалями, из которых одна проходит через ось вращения рычагов, а другая — через центр нижнего отверстия рычага (рис. 14). Направление вертикалей устанавливается при помощи рейсмуса и ватерпаса.

Вертикальные перемещения клапанов, соответствующие полученным размерам X , определены графически, так как угол α (рис. 12) известен для каждого клапана. Для молотов в 6 т размеры X представляют собою высоты выступающих из крышки подставки клапанной коробки стаканов (рис. 20). Вследствие совпадения направления перемещений стаканов с направлениями перемещений клапанов, естественно, что для определения величин перемещения клапанов никаких пересчетов в этом случае делать не требуется.

По данным таблиц 4, 5 и 6 составляются графики перемещений клапанов в зависимости от положения рукоятки управления. Приводим описание построения этих графиков.

Для молота 3 т построение графика (рис. 15) производится следующим образом. На равных расстояниях друг от друга наносится ряд вертикалей, число промежутков между которыми соответствует числу делений сектора, заключенных между крайними положениями рукоятки управления. На нанесенной сетке проводится произвольная горизонтальная линия и от нее вверх откладываются величины ходов (λ) разгрузочных клапанов. Так как величины ходов, примерно, одинаковы, то проводится одна общая горизонтальная линия, на которой и строится график открытия клапанов. От этой линии по соответствующим ординатам откладываются вверх величины открытия рабочих клапанов из табл. 4 и 6.

Кривые, построенные по табл. 4 и представленные на графике сплошными линиями, дают график фактических открытий клапанов. Кривые, построенные в соответствии с табл. 6 и изображенные на графике пунктиром, дают представление о величинах открытия рабочих клапанов в случае отсутствия в распределительном механизме мертвых ходов.

Для молотов 6 т построение графиков (рис. 21) производится следующим образом. Сначала, на основе приведенных выше соображений, нано-

ся ряд вертикалей. Примерно, по середине нанесенной сетки проводится произвольная горизонтальная линия, от которой и откладываются по вертикали вниз зазоры Γ (разности между ходами стаканов и ходами клапанов, найденные по таблицам 4 и 6), образующиеся между толкателями и клапанами при крайних положениях на секторе рукоятки управления.

Полученные таким образом точки $a, б, в, г$ являются исходными точками для построения по таблицам 6 кривых перемещения стаканов. Для облегчения построения этих кривых от точек $a, б, в, г$ откладываются по вертикали вниз соответствующие этим точкам начальные (минимальные) значения X из таблиц 6. Через найденные точки $a', б', в', г'$ проводятся горизонтальные линии, параллельные линии, проведенной ранее. От этих линий по соответствующим вертикалям откладываются вверх величины X , из таблицы 6.

Для контроля правильности полученных кривых, а также их точности строятся кривые открытия клапанов по табл. 4.

II. Снятие и обработка индикаторных диаграмм.

Снятие индикаторных диаграмм имело своей целью дать полное представление о характерах изменения давлений в нижней и верхней полостях цилиндра, а также над клапаном верхнего впуска в процессе движения поршня молота. Для осуществления этой цели была проведена следующая установка индикаторов.

В верхней и нижней полостях цилиндра были установлены индикаторы „Maihak“ с предельными давлениями пружин в 8 кг и масштабом давлений $1 \text{ кг/см}^2 = 6 \text{ мм}$. На крышке клапана верхнего впуска был установлен индикатор „Maihak“ с предельным давлением пружины в 16 кг и масштабом давлений $1 \text{ кг/см}^2 = 3 \text{ мм}$. Барабаны установленных индикаторов были связаны с движением бабы посредством шнура, один из концов которого укреплялся за клин, крепящий верхний боек в бабе. Движение бабы передавалось на барабаны через ходоуменьшитель; последний обеспечивал следующие соотношения хода бабы к перемещению точки на боковой поверхности барабанов индикаторов:

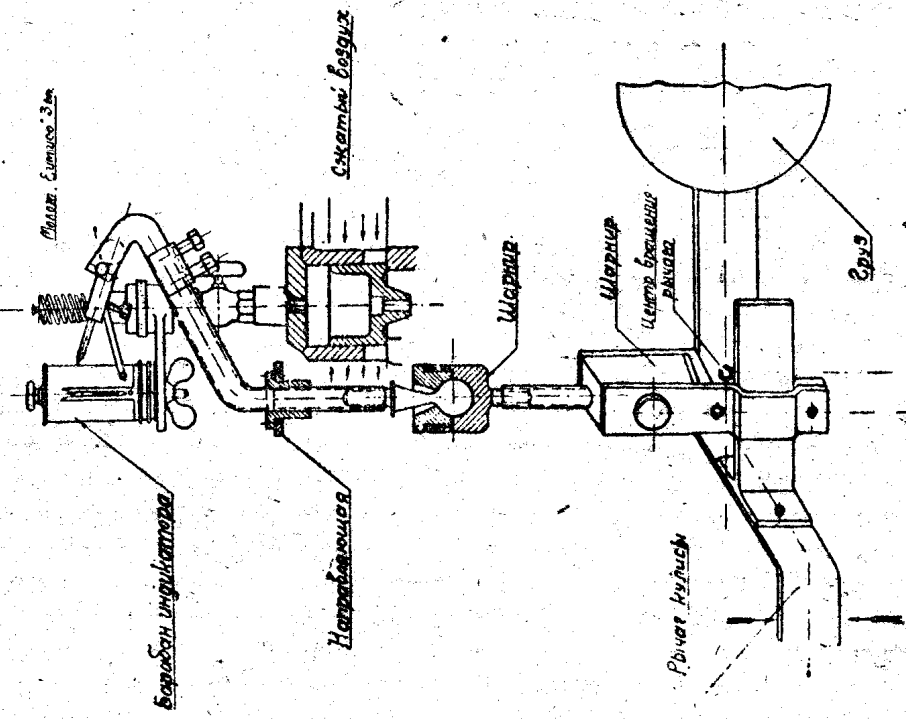
$$\alpha = \frac{D + \delta}{d + \delta} = \frac{130 + 1}{7 + 1} = 16,375,$$

где D — диаметр барабана ходоуменьшителя,
 d — „ ролика,
 δ — „ шнура.

1. Определение характера смещения рукоятки управления по ходу бабы.

Исследуемые ковочные молоты „Ешисо“ снабжены ручными управлениями. Механизм перемещения клапанов здесь не связан механически с движением бабы, как это имеет место у штамповочных молотов с золотниковым распределением. Вследствие этого установление характера изменения рабочих процессов воздуха в цилиндре может быть осуществлено в случае, если будет известен характер перемещения рукоятки управления по ходу бабы. Характер перемещения рукоятки управления в зависимости от хода бабы устанавливался посредством специально спроектированных приспособлений (рис. 22 и 23). Эти приспособления, представляющие из себя обычные трехзвенные механизмы, обеспечивали передачу и фиксирование вертикальных перемещений рукоятки управления. Вертикальные перемещения крайнего верхнего звена приспособления отмечались карандашом на бумаге барабана индикатора, установленного на

Одностороннее для загляди перемещения
рукавляти по ходу БСБМ



и перемещения
рычага кулисы

Рис. 22

Прямоугольные для загляди перемещения
рукавляти по ходу БСБМ

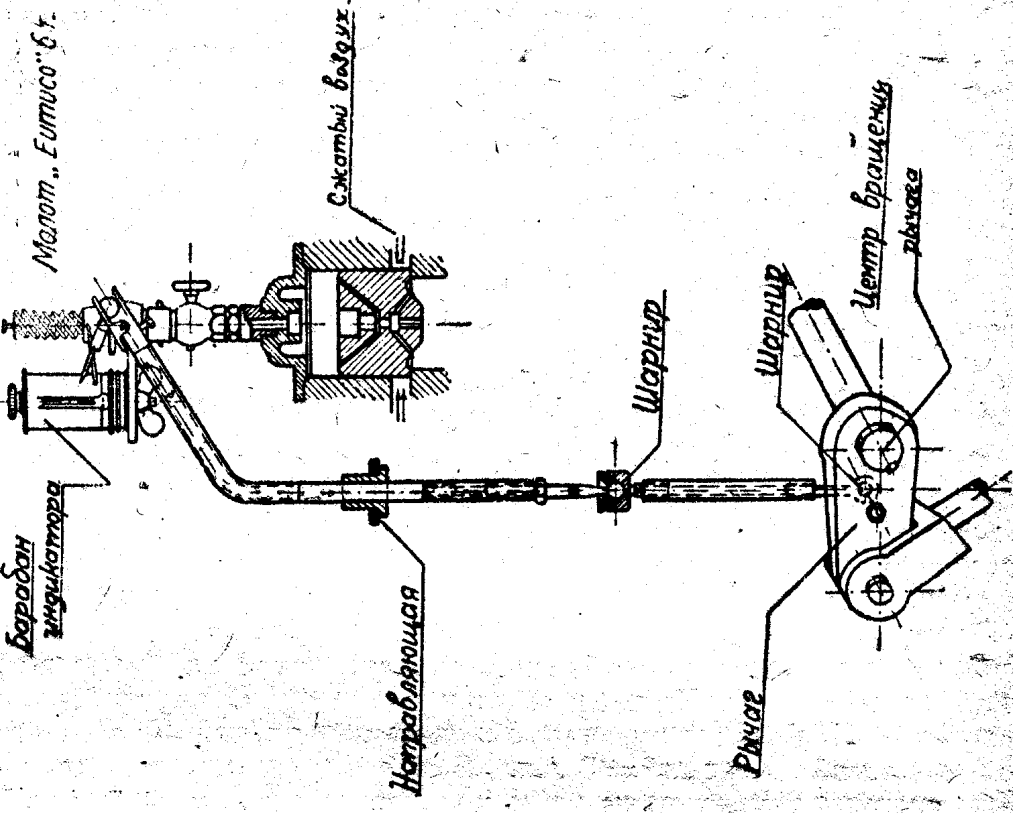


Рис. 23

крышке клапана верхнего впуска. Для того чтобы знать характер и величины этих перемещений, необходимо определить их экспериментально при каждом испытании (вентиль воздухопровода закрыт). Для этой цели необходимо рукоятку управления поставить в самое нижнее положение и на индикаторной бумаге отметить соответствующее положение карандаша. Затем, при постепенном подъеме рукоятки управления, отмечаются те положения карандаша, которые он занимает в моменты, когда верхний край рукоятки управления совпадает с нанесенными делениями на секторе. То же самое необходимо проделать и при опускании рукоятки с самого верхнего ее положения. Полученные отметки должны совпадать с ранее полученными отметками.

При испытании 3-тонного молота приспособление крепилось к рычагу крестовины на расстоянии 38 мм от центра качания крестовины (рис. 22) и тем самым обеспечивало высоту записываемой диаграммы на индикаторе в 20 мм.

При испытаниях 6-тонного молота приспособление крепилось к рычагу управления (рис. 23) на расстоянии 60 мм от центра вращения кулисы, тем самым обеспечивало высоту записываемой диаграммы в 25 мм. Однако надо заметить, что расположение мест крепления приспособлений выбраны именно такими лишь из соображения возможности размещения на одном индикаторном барабане, установленном над клапаном впуска, двух диаграмм—диаграммы перемещения рукоятки управления и диаграммы изменения давлений над клапаном верхнего впуска по ходу поршня.

2. Определение характера кривой давлений над клапаном верхнего впуска.

Для этой цели на установленном на крышке клапана 1 верхнего впуска индикаторе, поршень которого находился при открытом кране, под давлением воздуха, находящегося над клапаным пространством, записывалась кривая давлений, дающая представление о величине усилий, прижимающих клапан к седлу и о величине усилий, необходимых для его подъема.

Снятие кривой изменений давлений над клапаном 3 нижнего впуска не производилось, так как можно предполагать, что характер этой кривой, при наличии одинаковых боковых зазоров в клапане и при том же устройстве разгрузочного клапана,—одинаковый с кривой давления в пространстве над клапаном верхнего впуска.

3. Определение характера рабочих процессов воздуха в цилиндре по ходу поршня.

Определение сводится к нахождению на индикаторных диаграммах точек отсечек, т. е. точек, соответствующих моментам подъемов и по адки рабочих клапанов в процессе движения поршня. Метод нахождения точек отсечек следующий.

В верхней части листа (рис. 26), на которой впоследствии будут нанесены все индикаторные диаграммы, снятые при данной настройке молота, наносится шкала перемещений рукоятки управлений. Затем на нанесенной шкале строятся графики открытия клапанов (по протоколам № 2) и диаграммы перемещения рукоятки управления по ходу бабы.

После этого под диаграммой перемещения рукоятки наносится диаграмма давлений воздуха над клапаном 1 верхнего впуска и индикаторные диаграммы верхней и нижней полостей цилиндра.

Далее, после того как проведены все указанные построения, нахождение точек отсечек не представляет затруднений. Например, для того чтобы найти, с какого момента хода поршня вверх клапан 1 верхнего впуска начинает открываться, достаточно с графика открытия этого клапана сне-

сти по горизонтали точку, соответствующую моменту его открытия, на диаграмму перемещения рукоятки (на ветвь, отвечающую движению рукоятки вниз). Найденная точка пересечения диаграммы проектируется по вертикали вниз на нижнюю ветвь индикаторной диаграммы верхней полости цилиндра. Полученная таким образом точка указывает начало верхнего впуска воздуха при ходе бабы вверх.

Таким же образом, на основе графика открытия клапана 3, можно на индикаторной диаграмме нижней полости найти точку начала нижнего впуска воздуха и т. д.

4. Определение расхода воздуха.

Подсчет расхода воздуха производился по индикаторным диаграммам. Для этой цели на этих диаграммах были отмечены точки отсечек, определяющие величины периодов рабочего процесса воздуха и давления воздуха в этих точках.

p_1 — в конце периода наполнения снизу поршня при движении вверх.

p_2 — в конце периода выпуска снизу поршня при движении вниз.

p_3 — в конце периода наполнения сверху поршня при движении вниз.

p_4 — в конце периода выпуска сверху поршня при движении вверх.

Значения указанных давлений воздуха приведены в табл. а для каждого испытания. В этих же таблицах приведены удельные объемы v воздуха при указанных условиях, причем эти объемы подсчитывались исходя из изменения давления воздуха в цилиндре молота по закону

$$p_0 v_0^{\kappa} = p_1 v_1^{\kappa} = p_2 v_2^{\kappa} = p_3 v_3^{\kappa} = p_4 v_4^{\kappa},$$

где p_0 — давление воздуха в магистралах,

$\kappa = 1,41$ — показатель адиабаты.

Указанный объем магистрального воздуха определялся по ф-ле $10\,000 PV = GRT$.

$$v_0 = \frac{V}{G} = \frac{R \cdot T}{10\,000 p_0} \text{ м}^3/\text{кг},$$

где R — газовая постоянная воздуха, равная 29,27,

T — абсолютная т-ра воздуха, $T = 273^\circ + t$,

p_0 — давление в абс. атм.

Для того чтобы определить весовой расход воздуха, необходимо первоначально подсчитать его объемный расход.

Объем снизу поршня в конце периода наполнения γH_m в момент отсечки при движении поршня вверх равен:

$$V_1 = (\varphi_u + \gamma) H_m \cdot \alpha F \text{ см}^3,$$

где $\varphi_u H_m$ — нижнее приведенное вредное пространство.

Объем снизу поршня в конце периода выпуска $(1 - \gamma_1 - \beta_1) H_m$ при движении поршня вниз равен

$$V_2 = (\varphi_u + \gamma_1 + \beta_1) H_m \cdot \alpha F \text{ см}^3.$$

Объем сверху поршня в конце периода наполнения при движении вниз

$$V_3 = (\varphi_o + \gamma_1') H_m \cdot F \text{ см}^3,$$

где φ_o — верхнее приведенное вредное пространство.

Объем сверху поршня в конце периода выпуска $[1 - \gamma_1' - \beta_1'] H_m$ при движении вверх равен:

$$V_4 = (\varphi_o + \gamma_1' + \beta_1') H_m \cdot F \text{ см}^3$$

Ниже приводится иллюстрация принятых буквенных обозначений (рис. 24).

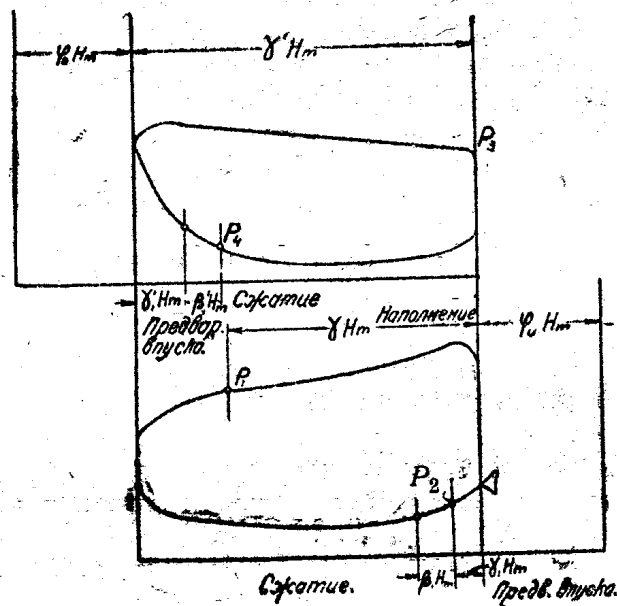


Рис. 24.

На основании обработанных индикаторных диаграмм каждого испытания составляются табл. 6 величин, необходимых для определения объемных расходов воздуха.

Весовой расход нижнего воздуха за один двойной ход бабы молота определяется следующим образом:

$$Q_n = \frac{V_1}{v_1} - \frac{V_2}{v_2} = Q_1 - Q_2 \text{ кг}$$

где V_1 и V_2 — соответствующие объемы, занятые воздухом,
 v_1 и v_2 — удельные объемы воздуха.

Весовой расход верхнего воздуха за один двойной ход бабы молота

$$Q_s = \frac{V_3}{v_3} - \frac{V_4}{v_4} = Q_3 - Q_4 \text{ кг.}$$

Полный весовой расход —

$$Q = Q_n + Q_s \text{ кг.}$$

Далее, определяется полный объемный расход воздуха (V) при давлении в 760 мм ртутного столба и $t = 20^\circ\text{C}$ по нижеследующей зависимости

$$V = \frac{Q}{v} \text{ м}^3,$$

где $v = 1,3 - 0,004 t \text{ кг/м}^3$.

И, наконец, определяется расход воздуха, приходящийся на 1 кгм энергии удара.

Результаты подсчетов сводятся в табл. 8 и на основании последних строятся графики объемного и удельного расходов воздуха.

5. Определение среднего усилия трения.

Ввиду того, что вес падающих частей молота точно определен по динамометру, то по индикаторным диаграммам с наименьшим ходом можно определить среднее значение сил трения при ходе поршня вверх.

Действительно, индикаторная работа L_{in} воздуха в нижней полости, при ходе поршня вверх (удар о предохранитель отсутствует), расходуется на преодоление работы сопротивления верхнего воздуха L_{is} , работы сопротивлений от силы тяжести L_G и от силы трения L_R

$$L_{in} = L_{is} + L_G + L_R$$

$$L_{in} - L_{is} = L_G + L_R$$

Здесь разность $L_{in} - L_{is}$ представляет собою свободную работу, идущую исключительно на преодоление работы сопротивлений от силы тяжести и силы трения.

Эти силы действуют на всем протяжении хода поршня одновременно, следовательно, уравнение работ можно представить в виде—

$$L_{in} - L_{is} = (G + R)H_m$$

$$G + R = \frac{L_{in} - L_{is}}{H_m},$$

где

$$\frac{L_{in} - L_{is}}{H_m} = P_{cs} \text{— свободное индикаторное усилие.}$$

откуда

$$R = P_{cs} - G \text{ кг.}$$

Для определения трения (R) обработка индикаторных диаграмм производится в следующем порядке:

а) По индикаторной диаграмме определяется:
Действительный ход поршня H_m

$$H_m = 0,001 \cdot l \cdot \alpha \cdot m$$

где l — длина индикаторной диаграммы в мм,
 α — масштаб длин, равный 16,375.

б) Планиметрируются площади индикаторных диаграмм нижней и верхней полостей цилиндра Φ_n и Φ_s , соответствующие индикаторным работам за ход поршня вверх, а именно площади, расположенные между атмосферной линией и верхней ветвью на диаграмме нижней полости, и атмосферной линией и нижней ветвью на диаграмме верхней полости.

в) Определяются средние высоты диаграмм верхней и нижней полостей h_s и h_n

$$h_s = \frac{\Phi_s}{l} \text{ мм; } h_n = \frac{\Phi_n}{l} \text{ мм.}$$

г) Определяются средние индикаторные давления в верхней p_s и в нижней p_n полостях

$$p_s = \frac{h_s}{m} \text{ кг/см}^2; \quad p_n = \frac{h_n}{m} \text{ кг/см}^2,$$

где m — масштаб индикаторной пружины, равный 6 мм/кг.

д) Определяются средние индикаторные усилия в верхней P_v и в нижней P_n полостях

$$P_v = p_v F \text{ кг}; \quad P_n = p_n \alpha F \text{ кг}.$$

е) Определяется свободное усилие

$$P_{св} = P_n - P_v \text{ кг}.$$

ж) Определяется среднее усилие трения

$$R = P_{св} - G \text{ кг}.$$

Среднее усилие трения при ходе поршня вверх может быть определено также по выражению

$$R = -\frac{F}{l.m} (\Phi_B - \alpha \Phi_H) \text{ кг}.$$

Результаты определений сводятся в табл. 2.

6. Определение скорости бабы и энергии удара.

Определение скорости и энергии удара по индикаторным диаграммам состоит в следующем.

Первоначально планиметрированием определяются площади диаграмм верхнего и нижнего воздуха, соответствующие ходу поршня вниз, а именно площади, расположенные между атмосферной линией и верхней ветвью на диаграмме верхней полости, и атмосферной линией и нижней ветвью на диаграмме нижней полости.

Далее, методом, приведенным в разделе определения среднего усилия от работы трения, определяются:

Действительный ход H_m , средние высоты h'_v , h'_n и средние давления p'_v , p'_n на диаграммах, средние индикаторные усилия P_v и P_n и свободное усилие при ходе поршня вниз.

После того как определено свободное усилие, можно определить величины энергии и скорости удара. В самом деле, баланс работ активных сил и сил сопротивления в момент удара равен эффективной энергии молота. Величину последней можно определить из выражения

$$L_s = P_{св}' H_m + G H_m - R H_m = P_{св}' H_m + (G - R) H_m = L'_i + L'_m.$$

Как скоро становится известной эффективная энергия молота, то сейчас же и определяется величина скорости в момент удара.

$$L_s = \frac{mv^2}{2},$$

где m — масса падающих частей молота,

v — действительная скорость: $v = \sqrt{\frac{2g}{G} \cdot L_s} = K \sqrt{L_s}$ м/сек.

Результаты обработки индикаторных диаграмм каждого испытания, для определения энергии и скорости удара, сводятся в табл. 3.

7. Определение времени ходов бабы вниз и вверх при работе молота.

Для этой цели первоначально был использован ходограф. Описание его работы и устройства помещено в журнале Оргэнерго № 4 за 1936 г. Сня-

тые при помощи ходографа кривые (рис. 25) показали, что время, затрачиваемое на один двойной ход бабы молота, складывается:

1. Из времени, идущего на падение бабы.
2. Из времени, идущего на прижим (держание бабы на поковке).
3. Из времени, идущего на подъем бабы.

*Кривые пути по времени снятые ходографом
в существующих условиях работы молота Ситиса "3 тн."*

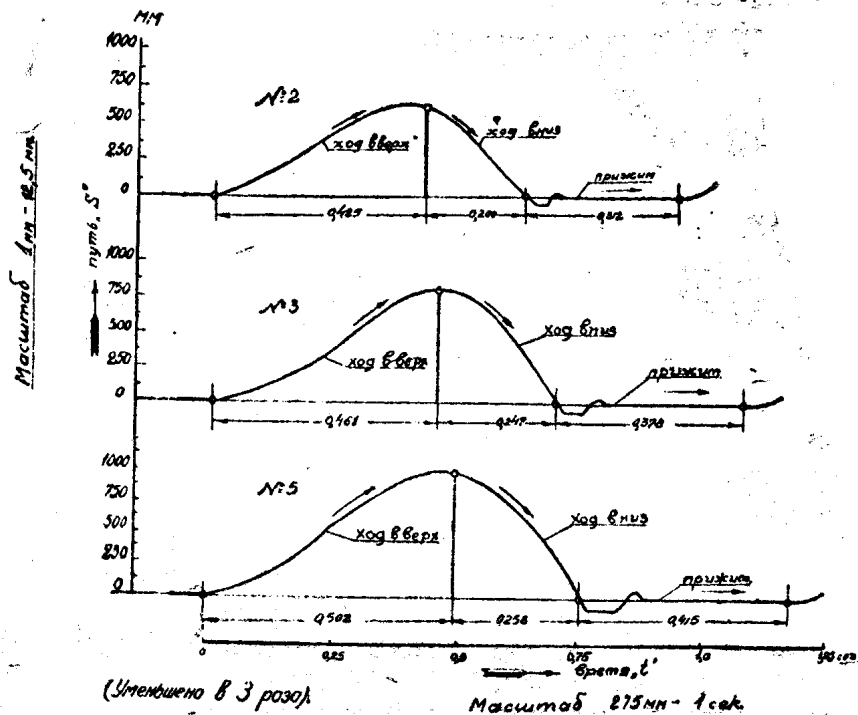


Рис. 25.

Продолжительность отдельных участков кривых различна.

Время, идущее на подъем и падение бабы, зависит от протекающих в нижней и верхней полостях цилиндра молота рабочих процессов воздуха. Последние находятся в зависимости от регулировки молота. Время, идущее на прижим, почти целиком зависит от индивидуальных способностей машиниста.

Следовательно, вычисление числа ударов бабы молота с учетом прижима не дает полного представления о мере совершенства работы молота. Для того чтобы судить о работе молота при той или иной регулировке, необходимо подсчитывать машинное время, т. е. время, идущее на подъем и падение бабы. Однако применение ходографа не дало возможности производить оценку отдельных регулировок с точки зрения минимальной затраты машинного времени, в виду того, что он не обеспечивал постоянной скорости движения ленты.

Вследствие наличия такого дефекта в работе ходографа определение времени подъема и падения бабы определялось графическим методом. Этот метод состоит из ряда следующих друг за другом графических построений (рис. 32). Графический метод определения энергии и скорости в функции пути изложен в журнале „Вестник металлопромышленности“ № 4 за 1936 г., в статье „Об исследовании индикаторных диаграмм паровоздушных молотов“. После того как найдены кривые скоростей движений бабы, производится построение кривых времени в функции пути. Ниже приводится описанное построение.

Имея кривые $v = f(H)$ и зная, что $v = \frac{dH}{dt}$ $v = \beta \cdot y$; $H = \alpha x$

(α, β — масштабы), получаем

$$dt = \frac{dH}{v} = \frac{\alpha}{\beta} \cdot \frac{dx}{y} \quad (1)$$

Как известно, графическое интегрирование уравн. (1) невозможно. Для получения t путем графического интегрирования вводится новое переменное z , связанное с ординатой y следующим соотношением:

$$y \cdot z = a^2,$$

где a — постоянный отрезок.

Производя в уравнении (1) замену, имеем

$$dt = \frac{\alpha}{\beta a^2} z \cdot dx$$

$$t = \frac{\alpha}{\beta a^2} \int_0^H z \cdot dx = \tau \int_0^H z \cdot dx \quad (2)$$

(τ — масштаб).

Из полученного уравнения (2) видно, что определение времени сводится к построению вспомогательной кривой $z = f(H)$ и ее графическому интегрированию.

Однако при построении кривой $z = f(H)$ встречается затруднение, которое состоит в том, что в тех точках хода поршня, где скорость равна нулю ($y = 0$), ординаты вспомогательной кривой становятся бесконечно большими (H — величина конечная). Поэтому необходимо ограничить участки построения вспомогательной кривой такими ординатами (y_c и y_k) на кривой скорости, при которых (при выбранном отрезке a) величина ординаты вспомогательной кривой умещалась бы на чертеже. Величины y_c и y_k следует брать возможно меньшими, чтобы оставшиеся участки хода поршня (от y_c до $y = 0$ и от y_k до $y = 0$) не превышали бы в сумме 6—8% от полного хода.

Нахождение ординат вспомогательной кривой производится следующим образом.

На оси абсцисс кривой $v = f(H)$ строится квадрат со стороной, равной a (см. построение для одной точки, рис. 32), и на вертикальную сторону квадрата или ее продолжение проектируются точки кривой $v = f(H)$.

Через полученные точки и точку O квадрата проводятся лучи. Пересечение этих лучей с горизонтальной стороной квадрата или ее продолжением образует ряд отрезков. Перенос отрезков в соответствующие точки хода поршня дают ординаты вспомогательной кривой. По полученной вспомогательной кривой $z = f(H)$ способом графического интегрирования строится кривая $t = f(H)$.

В случае принятия при интегрировании за постоянный отрезок того же отрезка a , который был принят при построении вспомогательной кривой, величина масштаба кривой $t = f(H)$ выразится следующим соотношением:

$$\tau = \frac{\alpha}{\beta \cdot a} \text{ сек. мм}^{-1}$$

Время на участие хода поршня от ординаты y_c до ординаты $y = 0$ кривой $v = f(H)$ определяется по формуле:

$$\Delta t = \sqrt{\frac{2\Delta H}{j_{cp}}}$$

где j_{cp} — среднее значение ускорения на данном участке ΔH .

Полученное время, выраженное в принятом масштабе, откладывается на ординате, проведенной на конце участка пути ΔH (скорость равна u_c). Точка конца отрезка времени является исходной точкой построения кривой $t=f(H)$. Время на участке хода поршня от ординаты u_k до $u=0$ определяется точно таким же образом, как оно определяется на участке от ординаты u_c до ординаты $u=0$.

Найденное время добавляется к конечной ординате времени, являющейся результатом определения времени на участках пути от $u=0$ до $u=u_k$. Полученная ордината в соответствующем масштабе определяет время хода поршня вверх. Результаты определения времени сводятся в табл. е.

8. Определение коэффициентов, характеризующих эффективность работы молота.

Работу молота можно оценивать с двух точек зрения: с точки зрения использования энергии и с точки зрения использования времени. В соответствии с этим введены следующие коэффициенты:

а) Коэффициент использования энергии.

Если обозначить:

L_s — действительную энергию удара, выраженную в кгм,

L_m — энергию удара без учета влияния трения, т. е.

$$L_m = L_i' + G \cdot H_m \text{ кгм,}$$

L_s — энергию удара без учета влияния трения при условии хода поршня вниз с давлением в нижней полости цилиндра, равным p_n — давлению выпуска,

т. е. $L_s = (P_s' + G - P_n) H_m \text{ кгм,}$

где $P_s' = p_s F$

$$P_n = p_n \alpha F,$$

L_o — энергию удара без учета влияния трения при условии хода поршня вниз с давлением p_s в нижней полости и с давлением p_o (магистральным) в верхней полости, т. е. $L_o = (P_o + G - P_n) H_m \text{ кгм,}$

где $P_o = p_o F,$

L_n — энергию удара, представляющую энергию при условии использования полного хода (H_{max}) поршня, т. е.

$$L_n = (P_o + G - P_n) H_{max} \text{ кгм.}$$

Примечание. L_s ; L_m ; L_s ; L_o — определяются при действительном ходе поршня.

$K_m = \frac{L_s}{L_m}$ — механический коэффициент использования энергии;

$K_s = \frac{L_m}{L_s}$ — коэффициент использования процесса выпуска;

$K_o = \frac{L_s}{L_o}$ — коэффициент использования процесса впуска;

$K_n = \frac{L_o}{L_n}$ — коэффициент использования хода поршня;

$K = K_m \cdot K_s \cdot K_o \cdot K_n$ — полный коэффициент использования энергии.

б) Коэффициент использования времени.

$\frac{t_o}{t_o}$ — коэф. использования времени при ходе поршня вверх;

$\frac{t'_0}{t_0}$ — коэф. использования времени при ходе поршня вниз;

$\lambda = \frac{t_0 + t'_0}{t_0 + t'_0}$ — общий коэффициент использования времени.

Здесь обозначены:

t_0 — действительное время хода поршня вверх, выраженное в секундах;

t'_0 — действительное время хода поршня вниз;

t_0 — теоретическое время хода поршня вверх;

t'_0 — теоретическое время хода поршня вниз.

$$t_0 = \sqrt{\frac{2N_0}{j}} \text{ сек, где } j = \frac{[F(\alpha p_0 - p_s) - G]g}{G} \text{ м/сек}^2$$

$$t'_0 = \sqrt{\frac{2N_0}{j'}} \text{ сек, где } j' = \frac{[F(p_0 - \alpha p_s) + G]g}{G} \text{ м/сек}^2$$

Примечание. Действительное и теоретическое время определяется на действительном ходе поршня H .

F — верхняя площадь поршня в см^2 ;

α — отношение площадей снизу и сверху поршня;

G — действительный вес падающих частей;

p_0 — давление воздуха в подводящем трубопроводе в ати .

p_s — давление воздуха в выхлопном трубопроводе в ати .

в) Коэффициент мощности.

Коэффициент мощности (R) дает полное представление об эффективности работы молота. Этот коэффициент представляет собою произведение коэффициента использования энергии на коэффициент использования времени

$$R = K \cdot \lambda.$$

Результаты по определению этих коэффициентов сводятся в табл. ж.

Сопоставляя отдельные графы таблиц, можно легко судить о преимуществах и недостатках каждой регулировки.

III. Испытания и анализ работы 3-тонного молота.

1. Результаты первого испытания молота (в существовавших условиях).

К моменту первого испытания молота основные параметры его не подвергались каким-либо изменениям, за исключением лишь высоты бойков. Суммарная высота бойков составляла $2h_0 = 545 \text{ мм}$. Высота верхнего $h_0 = 280 \text{ мм}$.

Таблица а.

Расход воздуха по индикаторным диаграммам.

№№ инд. диагр.	p_0 ата	$t^\circ \text{с}$	T	v_0 м ³ /кг	p_1 ата	p_2	p_3	p_4	v_1 м ³ /кг	v_2 м ³ /кг	v_3 м ³ /кг	v_4 м ³ /кг
1	7,2	33	306	0,124	5,1	3,8	4,2	2,5	0,158	0,196	0,181	0,263
2	"	"	"	"	5,2	4,3	4,6	2,5	0,156	0,179	0,189	0,263
3	"	"	"	"	4,7	3,3	3,6	2,2	0,167	0,216	0,203	0,286
4	"	"	"	"	4,6	3,3	3,9	2,5	0,170	0,216	0,191	0,263
5	"	"	"	"	4,7	3,1	3,7	2,2	0,167	0,226	0,200	0,286

Таблица б.

№№ индикат. диаграмм	Ниж. воздух $\alpha F = 1356$ см ²					Верх. воздух $F = 1611$ см ²			
	$\varphi_n H_m$	γH_m	$\gamma_1 H_m$	$\beta_1 H_m$	$\varphi_0 H_m$	$\gamma_1' H_m$	$\gamma_1'' H_m$	$\beta_1' H_m$	
	м	м	м	м	м	м	м	м	
1	0,520	0,450	0	0	0,491	0,640	0,100	0,082	
2	0,520	0,447	0	0	0,486	0,645	0,096	0,073	
3	0,488	0,573	0	0	0,376	0,787	0,095	0,085	
4	0,500	0,622	0	0	0,311	0,840	0,098	0,107	
5	0,515	0,680	0	0	0,246	0,890	0,093	0,125	

Таблица в.

№№ индик. диаграмм	V_1	V_2	V_3	V_4	Q_1	Q_2	Q_3	Q_4	Q_H	$Q_в$	Q	V	$\frac{V}{L_э}$
	м ³	м ³	м ³	м ³	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	м ³	м ³ /кг
1	0,132	0,070	0,182	0,108	0,835	0,357	1,005	0,410	0,478	0,595	1,075	0,88	0,00023
2	0,131	0,070	0,182	0,105	0,840	0,390	0,962	0,400	0,450	0,562	1,012	0,83	0,00024
3	0,144	0,066	0,187	0,089	0,862	0,306	0,920	0,311	0,556	0,609	1,165	0,95	0,00021
4	0,152	0,068	0,185	0,083	0,894	0,315	0,968	0,316	0,579	0,652	1,231	1,01	0,00019
5	0,170	0,070	0,183	0,075	1,020	0,310	0,915	0,262	0,710	0,655	1,363	1,12	0,00020

Таблица г.

Среднее усилие от работы трения.

№№ индик. диаграмм	l	H_m	Φ_H	h_H	r_H	$\Phi_в$	$h_в$	$r_в$	P_H	$P_в$	$P_{св}$	G	R	R ⁰ / _o
	мм	м	мм ²	мм	кг/см ²	мм ²	мм	кг/см ²	кг	кг	кг	кг	кг	
1	39,0	0,640	1080	27,7	4,62	380	9,75	1,65	6120	2660	3460	3010	450	15

Таблица д.

Скорость бабы и энергия удара.

№№ индик. диаграмм.	l	H_m	$\Phi_в'$	$h_в'$	$r_в'$	Φ_H'	h_H'	r_H'	$P_в'$	P_H'	$P_{св}'$	L_l	L_m'	$L_э$	v
	мм	м	мм	мм	кг/см ²	мм	мм	кг/см ²	кг	кг	кг	кгм	кгм	кгм	м/сек
1	39,0	0,640	900	23,0	3,85	510	13,0	2,17	6200	2950	3250	2078	1635	3715	4,9
2	39,4	0,645	900	22,8	3,80	600	15,2	2,54	6120	3450	2670	1720	1650	3370	4,7
3	48,0	0,787	980	20,4	3,40	510	10,65	1,78	5480	2420	3060	2420	2010	4430	5,4
4	51,3	0,840	1200	23,4	3,90	560	10,9	1,82	6280	2470	3810	3210	2150	5360	5,90
5	54,3	0,890	1180	21,9	3,65	530	9,75	1,62	5720	2200	3520	3150	2280	5410	5,90

Примечание: Скорость в момент удара вычислялась по зависимости

$$v = K \sqrt{L_{\partial}} \quad ; \quad \text{где } K = \sqrt{\frac{2g}{G}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{3010}} = 0,06$$

Таблица е.

Результаты определения времени графическим методом (рис. 32).

№№ индикатор. диаграмм	Время в сек. за ход бабы		
	Вниз	Вверх	Вниз и вверх
4	0,242	0,59	0,832

Таблица жс.

Величины коэф., характеризующих эффективность работы молота.

№№ индикатор. диаграмм	L_{∂} кгм	H_m м	K_m	K_B	K_O	K_H	K	λ	R	Теоретическое число ударов **)
3	4430	0,79	0,92	0,72	0,65	0,65	0,27	0,69*)	0,18	85
4	5360	0,84	0,94	0,74	0,71	0,67	0,32	0,62	0,19	72
5	5410	0,89	0,93	0,75	0,67	0,72	0,33	0,69*)	0,22	79

Примечание: *) Коэф. λ вычислен по данным, полученным ходографом.

***) Теоретическое число ударов в минуту вычисляется по машинному времени, т. е. $n = \frac{60}{t_{\partial} + t_{\partial}'}$

2. Анализ работы молота.

На основании анализа полученных результатов вытекает, что молот имеет ряд недостатков.

1) Преувеличенная высота нижнего вредного пространства.

Преувеличенная высота нижнего вредного пространства получается по причине слишком большой высоты бойков $2h_{\partial} = 545$ мм и излишней длины штока k .

Получившаяся преувеличенная высота нижнего вредного пространства влечет за собою неполное использование энергетических возможностей молота.

Так, действительная максимально возможная величина хода поршня (см. рис. 10 протокола № 1) при бойках с $2h_{\partial} = 545$ мм составляет:

$$H_2 - t - U_{\partial} = 1435 - 190 - 275 = 970 \text{ мм,}$$

где

H_2 — высота цилиндра от верхней плоскости поршня, опущенного на нижнюю крышку до нижней плоскости верхней крышки,

$$t — \text{высота предохранителя,}$$

$$U_0 — \text{высота действительного вредного пространства,}$$

$$U_0 = 2h_0 - A = 545 - 270 = 275 \text{ мм.}$$

В случае же нормальной величины нижнего вредного пространства $U_n = 70$ мм, величина хода поршня составит

$$H_2 - t - U_n = 1435 - 190 - 70 = 1175 \text{ мм.}$$

Таким образом действительный максимальный ход поршня получился меньше нормального на $1175 - 970 = 205$ мм.

Это указывает на неполноту использования хода, следовательно, на снижение энергии удара, а также на непроизводительный расход воздуха.

Мероприятием для устранения этого недостатка может явиться установка бойков с таким расчетом, чтобы их суммарная высота находилась в пределах 340—420 мм.

Однако, в случае укорочения штока указанные пределы могут быть соответственно повышены.

2) Неправильная регулировка.

Из графика открытия клапанов (рис. 26) видно, что распределение точек посадок и подъема клапанов допускает наличие в обеих полостях цилиндра процессов сжатия и расширения воздуха на значительном участке хода. Наличие в цилиндре таких процессов влечет за собой снижение скорости движения поршня и, как следствие этого, и снижение энергии удара. Это дает основание считать существующую установку клапанов неправильной.

Кроме того, из табл. ж видно, что значение коэффициента использования процесса выпуска низко. Это вызвано повышенным давлением в нижней полости цилиндра при ходе поршня вниз. Из индикаторных диаграмм (рис. 26) следует, что средние давления на этих участках хода поршня составляют от 2,17 до 2,54 кг/см² при слабых ударах и от 1,62 до 1,82 кг/см²—при сильных ударах.

Такие увеличенные противодействия вызваны недостаточным открытием клапана (4) нижнего выпуска. Действительно, в момент соприкосновения бойка с поковкой при слабых ударах подъем клапана составляет 10 мм, а при сильных ударах—17 мм. Эти открытия обеспечивают соответственно живые сечения для протекания воздуха

$$f_3' = 1,0 \cdot 3 \cdot 10 = 30 \text{ см}^2 \text{ и}$$

$$f_3'' = 1,7 \cdot 3 \cdot 10 = 51 \text{ см}^2.$$

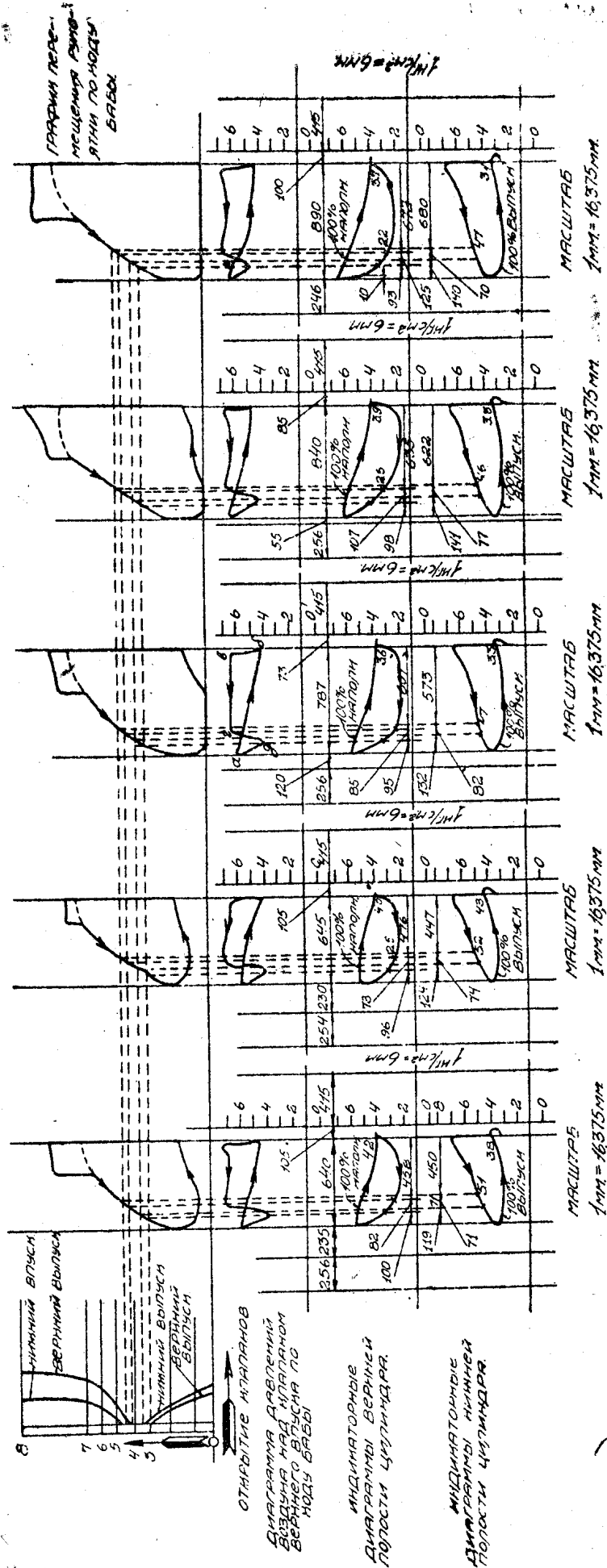
При конечной скорости движения поршня $v = 4,9$ м/сек, в первом приближении, скорость истечения воздуха при слабых ударах составляет

$$\omega_0 = \frac{v \cdot \alpha F}{f_3'} = \frac{4,9 \cdot 1356}{30} = 222 \text{ м/сек.}$$

При конечной скорости движения поршня $v = 5,9$ м/сек скорость истечения воздуха при сильных ударах составит

$$\omega_1 = \frac{v \cdot \alpha F}{f_3''} = \frac{5,9 \cdot 1356}{51} = 157 \text{ м/сек.}$$

Полученные скорости истечения еще раз подтверждают высказанное выше мнение о недостаточном открытии клапана (4). Для получения диа-



Профиль скорости воздуха по высоте сопла

1 - Нижний выпуск
2 - Верхний выпуск
3 - Нижний выпуск
4 - Верхний выпуск

ОТРАЖЕНИЕ МАГЛАНОВ
 Диаграмма давлений
 Взята над магланом
 Верхнего выпуска по
 НОДЫ БАРЫ

ИНДИКАТОРНЫЕ
 ДИАГРАММЫ ВЕРХНЕЙ
 ПОЛОСТИ ЦИЛИНДРА.

ИНДИКАТОРНЫЕ
 ДИАГРАММЫ НИЖНЕЙ
 ПОЛОСТИ ЦИЛИНДРА.

МАСШТАБ 1 мм = 16,375 мм

МАСШТАБ 1 мм = 16,375 мм

МАСШТАБ 1 мм = 16,375 мм

МАСШТАБ 1 мм = 16,375 мм

МАСШТАБ 1 мм = 16,375 мм

МАСШТАБ 1 мм = 16,375 мм

1 м/сек = 6 мм

1 м/сек = 6 мм

1 м/сек = 6 мм

1 м/сек = 6 мм

1 м/сек = 6 мм

Рис. 26.

грамм без значительного противодействия снизу необходимо иметь максимальное значение скорости истечения воздуха $\omega = 80 \text{ м/сек.}$

Указанную скорость истечения воздуха может обеспечить живое сечение

$$f = \frac{v \cdot \alpha F}{\omega_{\max}} = \frac{5,9 \cdot 1356}{80} = 100 \text{ см}^2.$$

Однако добиваться такого подъема клапана, при котором обеспечивается такое живое сечение, не имеет смысла, потому что на пути движения воздуха из нижней полости цилиндра встречается постоянное сечение $f_7 = 80,5 \text{ см}^2$ (рис. 27), последнее и будет лимитировать давление в цилиндре. Таким образом величину открытия целесообразно увеличить только до

$$h = \frac{80,5}{3 \cdot 10} \cong 2,7 \text{ см} \cong 27 \text{ мм.}$$

Анализ величины максимального открытия клапана 1 верхнего впуска также указывает на недостаточность его открытия для создания нормальных при данной конструкции клапанной коробки скоростей втекания воздуха. Действительно, открытие клапана на 13 мм обеспечивает живое сечение $f_3 = 1,3 \cdot 3 \cdot 10 = 39 \text{ см}^2$, лимитирующее давление в верхней полости цилиндра, так как величина постоянного сечения $f_7 = 80,5 \text{ см}^2$, является большей чем f_3 .

Следовательно, величину подъема клапана необходимо довести до

$$h = \frac{80,5}{3,10} \cong 2,7 \text{ см} \cong 27 \text{ мм.}$$

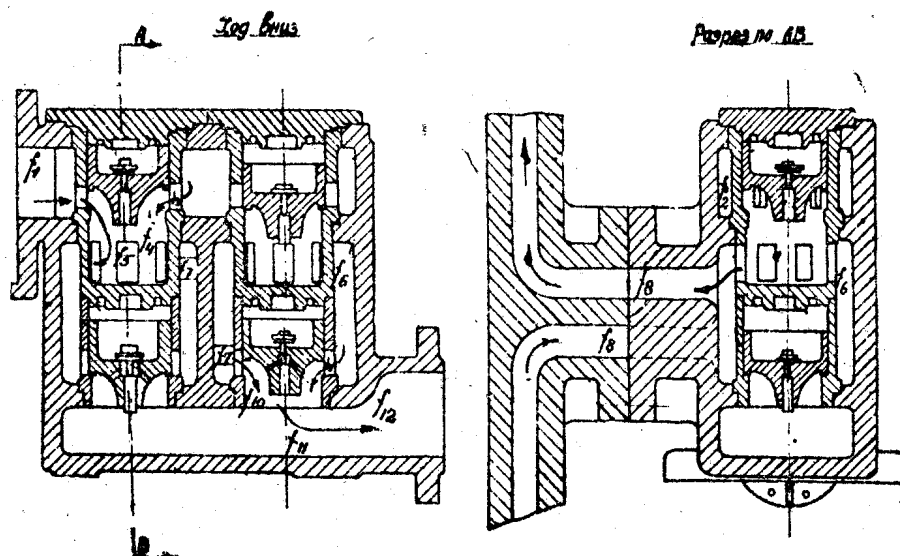


Рис. 27.

Ход бабы	Сечения см ²	Направлен- ные движен. воздуха	Сечения																			
			f_1	10 f_{3max}	f_4	4 f_5	2 f_6	f_7	f_8	10 f_{9max}	f_{10}	f_{11}	f_{12}									
Вниз		Впуск Выпуск	189	105	113	84	154	80,5	115	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Вверх		Впуск Выпуск	189	105	113	84	154	80,5	115	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

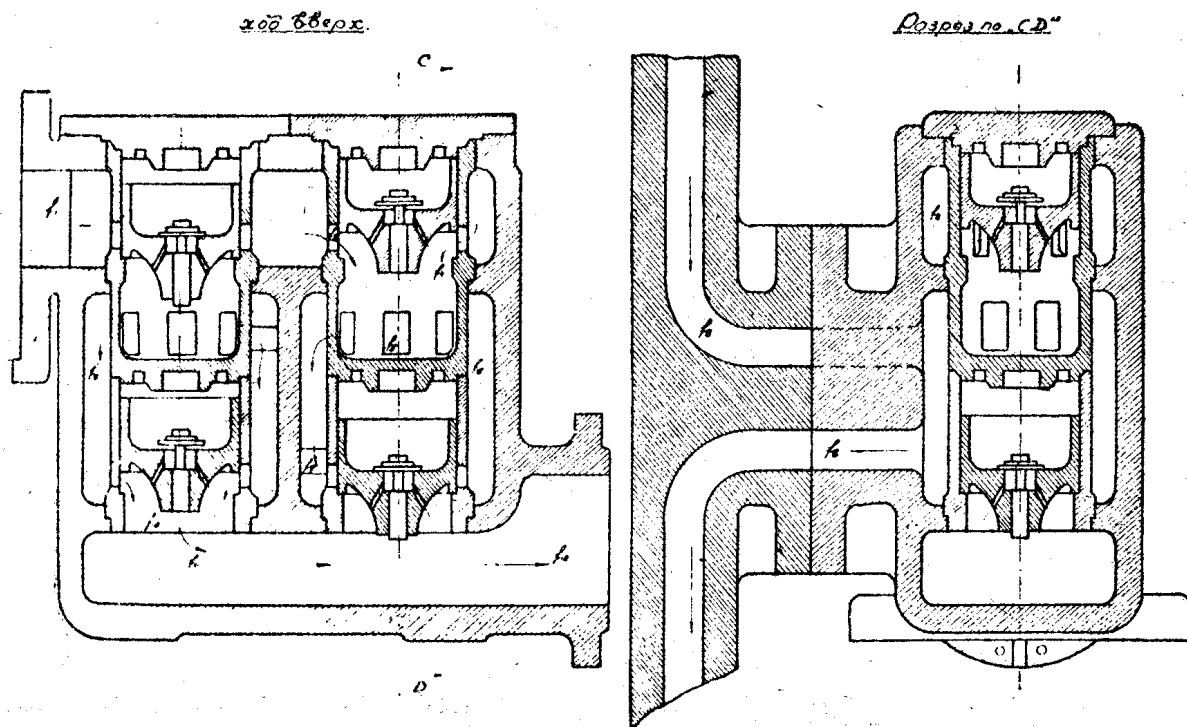


Рис. 28.

3) Недостаточный подъем клапанов при данном ходе рукоятки.

Недостаточный подъем клапанов нижнего выпуска (4) и верхнего впуска (1) является не только следствием неправильной регулировки, но также наличием значительных мертвых ходов в звеньях распределительного механизма. О влиянии мертвых ходов (от звена d до клапанов) на величину подъемов клапанов можно судить по пунктирным линиям, нанесенным на график открытия клапанов (рис. 15).

В приведенных (рис. 4) основных положениях распределительного механизма открытия клапанов получены графическими построениями. Эти построения не учитывают влияние мертвых ходов на открытия клапанов. При работе молота было замечено, что рычаг, несущий груз, упирается в звено распределительного механизма клапана 4 нижнего выпуска. Это приводит к тому, что на участке хода рукоятки управления от 7 до 8 деления клапана 2 и 5 совершенно не поднимаются, несмотря на продолжающееся перемещение рукоятки.

Таким образом получилось, что максимальные величины открытий клапанов 2 и 5 соответствовали величинам открытий клапанов при 7-ом положении рукоятки на секторе.

Последнее и отмечено на графиках перемещения рукоятки пунктирной линией (рис. 26). Превышение кривых этих графиков над пунктирной линией показывает величину упругой деформации рычага несущего груз.

4) Чрезмерные давления над клапанами верхнего (1) и нижнего (3) впусков.

При снятии верхних крышек -золотниковой коробки было обнаружено:

1. Зазор между боковыми поверхностями клапанов и втулок достигает 0,5 мм на сторону.

2. Под разгрузочными клапанами, клапанов верхнего и нижнего впусков, подложены шайбы с прорезами.

Приводимые на рис. 26 диаграммы давлений отвечают указанному состоянию клапана 1. Рассматривая указанные диаграммы, можно заметить, что кривая давления *аб*, соответствующая ходу поршня вниз, имеет тот же характер, что и отвечающая этому периоду кривая давлений в верхней полости цилиндра. Это становится совершенно ясным, если принять во внимание, что в данный период времени надклапанная полость соединена с верхней полостью цилиндра (рис. 27). Кривая *вгда* отвечает движению поршня вверх. Часть этой кривой *вг* указывает на то, что в первой части хода поршня вверх клапан 1 верхнего впуска закрыт, и над ним, вследствие наличия большого зазора между боковой его поверхностью и поверхностью втулки устанавливается почти магистральное давление.

Однако, начиная с момента открытия разгрузочного клапана, это давление резко падает и к концу открытия разгрузочного клапана оно почти достигает имеющейся в этот момент величины давления в верхней полости цилиндра. Затем, после того как начал открываться клапан 1, надклапанная полость соединяется с верхней полостью, и характер кривой давлений над клапаном полностью становится идентичным с характером кривой давлений и в верхней полости цилиндра.

Если пренебречь падением давления при прохождении воздуха через отверстия разгрузочного клапана, то можно принять, что разность ординат давлений в начале и в конце хода разгрузочного клапана составит то прижимающее усилие, которое и удерживает клапан 1 на седле. Очевидно, с возрастанием прижимающего усилия будет возрастать и усилие, potřebное для перемещения рукоятки управления.

Для того чтобы понизить давление в надклапанных полостях, необходимо уменьшить зазор между боковыми поверхностями рабочих клапанов и втулок. Необходимо отметить, что в случае слишком больших снижений давлений над клапанами 1 и 3 возможно самопроизвольное открывание их. Применение цеховыми работниками шайб с прорезами приводит к излишнему расходу сжатого воздуха.

Так, например, когда клапаны выпуска открыты (рис. 27 и 28) воздух из магистрали, проходя через боковые зазоры клапанов впусков в прорезы в шайбах, имеет возможность уходить в атмосферу. Кроме указанной утечки, которая происходит на большей части хода поршня вверх и вниз, часть сжатого воздуха попадает в соответствующие полости цилиндра и способствует тем самым повышению противодавления в этих полостях. Вышеизложенное дает право признать, что применение шайб с прорезами для разгрузочных клапанов недопустимо.

5) Мероприятия, устраняющие недостатки в работе молота.

На основе приведенного анализа были намечены следующие мероприятия, обеспечивающие повышение эффективности работы молота.

1. Установка верхнего бойка с высотой $h = 160$ мм, вместо существующего бойка $h = 280$ мм.

2. Изменение существующей настройки в направлении получения максимальных коэффициентов K_0 , K_0 и

3. Уничтожение мертвых ходов в звеньях распределительного механизма.

4. Притирка клапанов.

Прежде чем проводить испытание после осуществления всех 4-х мероприятий, был интересно выявить роль отдельных факторов. С этой целью было проведено второе испытание.

3. Результаты второго испытания.

Второе испытание проводилось при измененной регулировке молота. Все остальные факторы при втором испытании остались неизменными. Изменение регулировки выразилось в создании увеличенного открытия клапана 4 нижнего выпуска. Снятые индикаторные диаграммы (рис. 29) указывают на резкое снижение давления на участках нижнего выпуска.

Снижение давления на участках нижнего выпуска обычно влечет за собой увеличение скорости и энергии удара. Ниже приводятся результаты по определению скорости и энергии удара.

После второго испытания молот был сдан в капитальный ремонт, во время которого были выполнены 3 и 4 мероприятия.

При пуске молота обнаружилось, что молот работать не мог, ввиду самопроизвольных открытий клапанов. В качестве временной меры, для уничтожения самопроизвольных открытий клапанов 1 и 3 была предпринята установка, на седла разгрузочных клапанов, шайб с прорезами. Однако эта мера полностью не уничтожила самопроизвольного открытия клапанов.

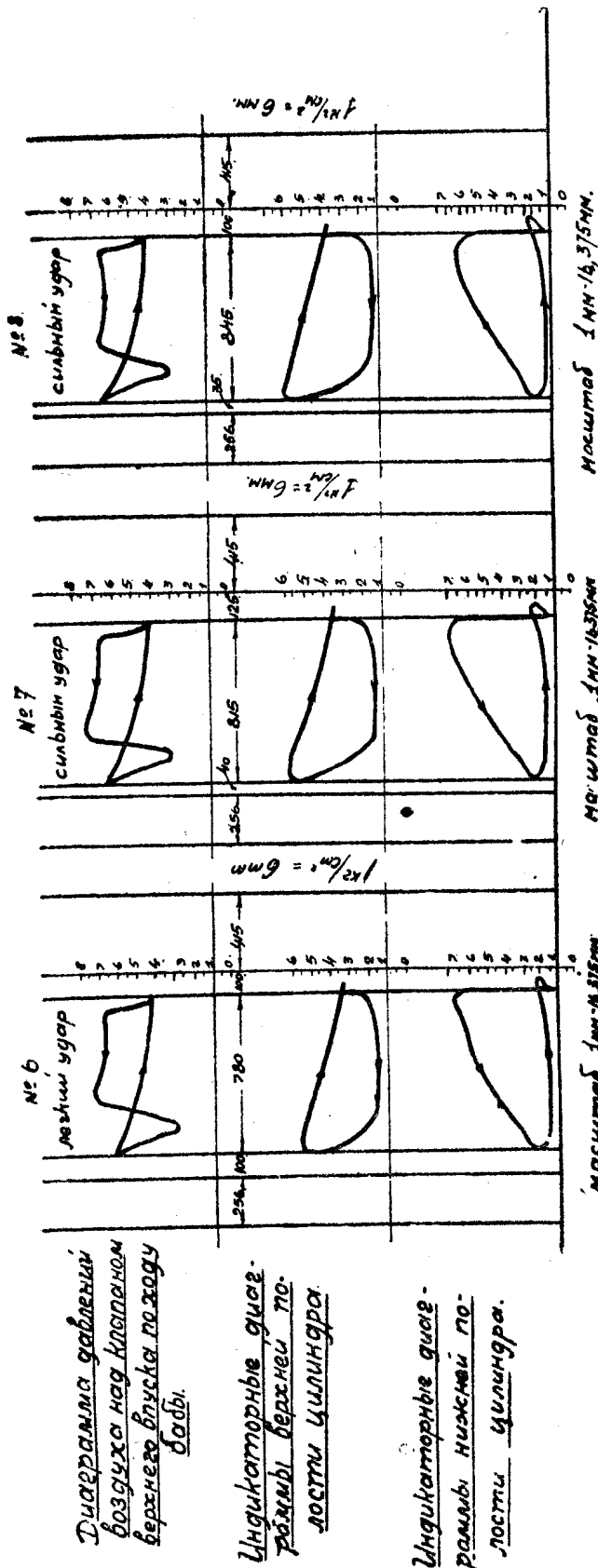


Рис. 29.

Скорость бабы и энергия удара.

Таблица д.

№№ индик. диагр.	l мм	Hт м	Фв'			Фн'			Pв'			Pн'			v м/сек.
			мм²	мм	кг/см²	мм²	мм	кг/см²	кг	кг	кг	кг м	кг м	кг м	
6	48	0,780	990	20,6	3,44	170	3,54	0,59	5540	800	4740	3700	2000	5700	6,1
7	50	0,815	1100	22,0	3,67	230	4,60	0,77	5920	1040	4880	3980	2080	6060	6,3
8	51,5	0,845	1150	22,4	3,72	70	1,36	0,23	6000	304	5696	4800	2160	6960	6,7

4. Результаты третьего испытания.

При третьем испытании молота был сделан упор на выявление тех результатов, которые вносятся измененной регулировкой в работу молота. В основу изменения регулировки были положены следующие соображения:

1. Недопускание одновременного открытия клапанов впуска и выпуска, относящихся к одной и той же полости цилиндра.

2. Доведение открытия клапанов 1 и 4 до нормальных величин с целью повышения коэффициентов K_v и K_o .

3. Доведение открытий клапанов 2 и 3 до таких величин, которые, при создании нормальной последовательности процессов верхнего выпуска и нижнего впуска, могли бы создать повышение коэффициента λ .

Ввиду того, что одна и та же регулировка не может быть совершенна как с точки зрения максимального использования энергии (коэффициент K), так и с точки зрения максимального использования времени (коэффициент λ), было установлено два варианта регулировки:

1. Регулировка, предусматривающая работу молота с максимальным числом ударов.

2. Регулировка, предусматривающая наибольшую отдачу молота в отношении энергии удара.

Третье испытание молота происходило после осуществления всех четырех указанных выше мероприятий.

Ниже приводятся результаты по определению скорости и энергии ударов.

Среднее усилие от работы трения.

Таблица г.

№№ индик. диаграмм	l мм	Hт м	Фн мм²	hн мм	pн кг/см²	Фн мм²	hв мм	pв кг/см²	Pн кг	Pв кг	Pсв кг	G кг	R кг	R%
10	66	1,085	1350	20,7	3,5	380	5,7	0,96	4770	1520	3260	3010	250	8,2

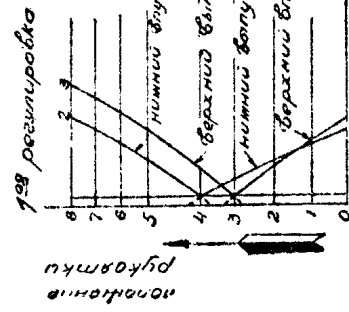
Скорость бабы и энергия удара.

Таблица д.

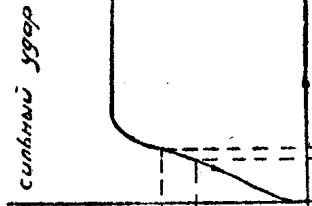
№№ индик. диаграмм	l мм	Hт м	Фв'			Фн'			Pв'			Pн'			v м/сек.
			мм²	мм	кг/см²	мм²	мм	кг/см²	кг	кг	кг	кг м	кг м	кг м	
9	60,0	0,980	1260	21,0	3,50	460	7,66	1,28	5640	1735	3905	3825	2700	6525	6,5
10	66,0	1,085	1260	19,1	3,17	410	6,20	1,04	5120	1405	3715	4030	3000	7030	6,75

Индикаторные диаграммы снятые при отсутствии достаточного прижима выпускных клапанов к седлам клапана "Бумисо" 3тп.

График открытия клапанов в зависимости от положения рукоятки. График открытия клапанов в зависимости от положения рукоятки.



№9



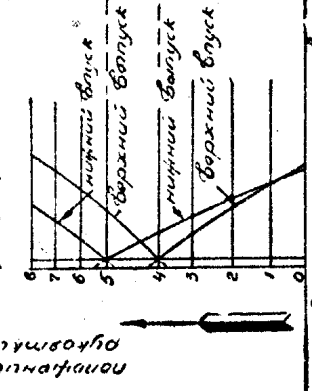
Открытие клапанов

Диаграмма давления воздуха над клапаном верхнего впуска по ходу бабы.

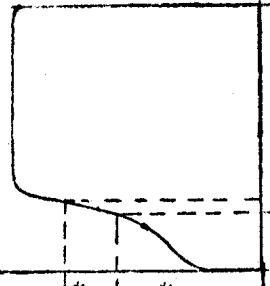
Индикаторные диаграммы верхней полости цилиндра

Индикаторные диаграммы нижней полости цилиндра

№10



сильный удар



Открытие клапанов

Индикаторные диаграммы верхней полости цилиндра

Индикаторные диаграммы нижней полости цилиндра

Умножено в 3 раза.

Масштаб 1мм = 16,35мм

Рис. 30.

Таблицы указывают, что третье испытание не дало желаемых результатов. Это произошло потому, что характер индикаторных диаграмм (рис. 30) оказался неудовлетворительным. Последнее выразилось в резком падении кривой давления верхнего впуска вниз, а также в повышении кривой давлений нижнего выпуска.

Наблюдение за работой молота показало, что причина этого заключалась в самопроизвольном открывании клапана 3 нижнего впуска при ходе бабы вниз.

С целью устранения указанного недостатка в клапанах 1 и 3 были высверлены по 4 отверстия в каждом. Отверстия были снабжены резьбой, для ввертывания в них резьбовых пробок, снабженных отверстиями различных диаметров.

5. Результаты четвертого испытания.

К моменту четвертого испытания состояние молота было не совсем удовлетворительное, ввиду пропуска сжатого воздуха через прокладку верхней крышки цилиндра. Бойки были установлены с суммарной высотой $2h_0 = 420$ мм. (Высота верхнего $h_0 = 160$ мм).

Таблица а.

Расход воздуха по индикаторным диаграммам.

№№ индикаторн. диаграмм	p_0	$t^{\circ}C$	T	v_0 м ³ /кг	атм				м ³ /кг			
					p_1	p_2	p_3	p_4	v_1	v_2	v_3	v_4
11	7,0	34°	307	0,128	3,0	2,0	3,8	2,3	0,163	0,311	0,197	0,244
12	7,0	34°	307	0,128	4,8	2,2	3,5	1,8	0,167	0,304	0,240	0,334
13	7,0	31°	304	0,128	5,0	2,0	3,7	2,1	0,161	0,308	0,199	0,298

Таблица б.

№№ индикат. диаграмм	Нижний воздух $\alpha F = 1356$ см ²				Верхний воздух $F = 1611$ см ²				
	φ_0 Нм м	γ Нм м	γ_1 Нм м	β_1 Нм м	φ_0 Нм м	γ' Нм м	γ_1' Нм м	β_1' Нм м	
11		0,380	0,565	0	0	0,301	0,970	0,265	0
12		0,408	0,615	0	0	0,263	0,980	0,293	0
13		0,350	0,492	0	0	0,325	0,976	0,276	0

Таблица в.

№№ индик. диаграмм	Y_1	Y_2	Y_3	Y_4	Q_1	Q_2	Q_3	Q_4	Q_n	Q_v	Q	Y_0	$\frac{Y_0}{L_3}$
	м ³	м ³	м ³	м ³	кг	кг	кг	кг	кг	кг	кг	м ³	м ³ /кг
11	0,128	0,051	0,204	0,091	0,786	0,016	1,036	0,373	0,77	0,663	1,433	1,17	0,00014
12	0,138	0,055	0,200	0,039	0,827	0,018	0,952	0,266	0,809	0,686	1,495	1,22	0,00017
13	0,114	0,047	0,209	0,097	0,708	0,015	1,050	0,326	0,693	0,724	1,417	1,16	0,00015

Среднее усилие от работы трения.

№№ индик. диаграмм	l	H_m	Φ_n	h_n	p_n	Φ_v	h_v	p_v	P	P_v	P_{cv}	G	R	$R\%$
	мм	м	мм ²	мм	кг/см ²	мм ²	мм	кг/см ²	кг	кг	кг	кг	кг	
13	59,5	0,976	1390	23,4	3,9	450	7,55	1,26	5290	2025	3265	3010	250	8,05

Таблица д.

Скорость бабы и энергия удара.

№№ индикат. диагр.	l	H_m'	Φ_v'	h_v'	p_v'	Φ_n'	h_n'	p_n'	P_v'	P_n'	P_{cv}'	L_i'	L_m'	L_v'	v
	мм	м	мм ²	мм	кг/см ²	мм ²	мм	кг/см ²	кг	кг	кг	кгм	кгм	кгм	
11	59,2	0,970	1440	24,4	4,07	220	3,72	0,62	6550	840	5710	2680	5520	8200	7,3
12	59,7	0,980	1240	20,7	3,46	280	4,68	0,78	5570	1008	4512	2700	4420	7120	6,8
13	59,5	0,976	1360	22,8	3,80	230	3,86	0,64	6120	867	5253	3690	5130	7820	7,15

Таблица е.

Результаты определения времени ходов бабы вверх и вниз графическим методом (рис. 32).

№№ индикатор. диаграмм	Время в сек. за ход бабы		
	Вниз	Вверх	Вниз и вверх
11	0,226	0,52	0,746
13	0,24	0,58	0,82

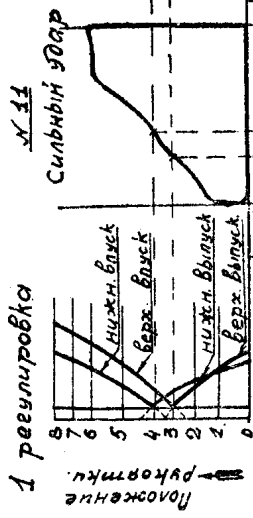
Таблица ж.

Величины коэффициентов, характеризующих эффективность работы молота.

№№ индик. диаграмм	L_v	H_m	K_m	K_v	K_o	K_n	K	λ	R	Теоретич. число ударов
11	8200	0,97	0,97	0,92	0,75	0,77	0,52	0,77	0,4	81
12	7120	0,98	0,97	0,88	0,68	0,78	0,45	—	—	—
13	7820	0,976	0,97	0,91	0,72	0,77	0,49	0,68	0,33	73

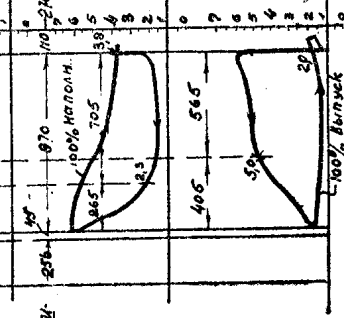
Индикаторные диаграммы сняты в измененных условиях работы молота "Битисо" 3 т.

1 регулировка
График открытия клапанов в зависимости от положения рукоятки.

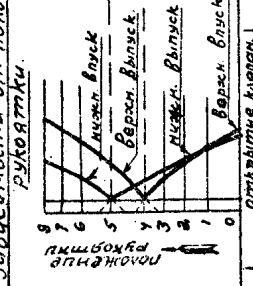


№ 11
Сильный удар

Диаграмма давлений воздуха над клапаном верхнего впуска по ходу дабы



2 регулировка
График открытия клапанов в зависимости от положения рукоятки.



№ 12
Сильный удар

Индикаторные диаграммы верхней полости цилиндра

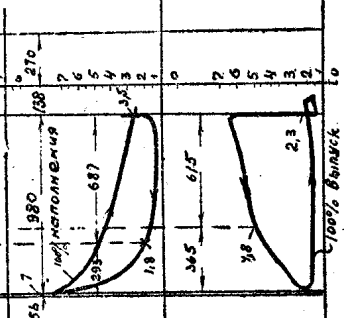
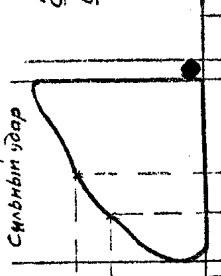
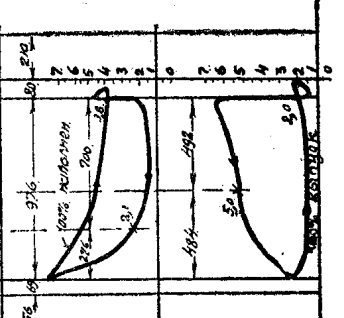


График перемены цены рукоятки по ходу дабы.



№ 13
Сильный удар

Индикаторные диаграммы нижней полости цилиндра



Масштаб 1мм - 16,375мм

Масштаб 1мм - 16,375мм

Масштаб 1мм - 16,375мм

При испытании шло место протек воздуха через пробную прокладку верхн. крышки цилиндра.

Рис. 31.

Сравнивая индикаторные диаграммы первого испытания (рис. 26) с индикаторными диаграммами четвертого испытания (рис. 31), можно заключить, что величина усилия прижимающего клапана 1 к седлу при четвертом испытании меньше, чем при первом испытании.

Последнее указывает на то, что для перемещения рукоятки управления потребуется прикладывать меньше усилия, и при стремлении облегчить работу машиниста нет никакой необходимости в подкладывании под разгрузочные клапаны шайб с прорезами. Как уже указывалось, четвертое испытание молота было проведено при двух регулировках. Характер каждой регулировки выявляется соответствующим графиком открытия клапанов (рис. 31) в зависимости от положений рукоятки. Обе регулировки имеют одну общую особенность, заключающуюся в том, что моменты подъемов и посадки рабочих клапанов одной и той же полости совпадают.

Первая регулировка рассчитана на максимально возможное сокращение времени, затрачиваемого на подъем бабы. Для этой цели точка, соответствующая началу открытия клапана 3 нижнего впуска занимает по сектору рукоятки сравнительно низкое положение (4-е деление). Этим обеспечивается достаточное открытие клапанов 2 и 3 при ходе бабы вверх.

Вторая регулировка направлена на получение возможно большей энергии удара. Последнее достигается смещением точек, соответствующих посадкам клапанов при первой регулировке, вверх на одно деление. Таким образом момент посадки клапанов 1 и 2 верхней полости соответствует при второй регулировке четвертому делению вместо третьего, а момент посадки клапанов 3 и 4 нижней полости—пятому, вместо четвертого. Это позволяет при самом нижнем положении (нулевое положение) рукоятки увеличить открытие клапанов верхнего впуска 1 и нижнего выпуска 4, т. е. создать наиболее благоприятные условия получения максимальной энергии удара.

Сравнивая индикаторные диаграммы первого и четвертого испытаний, можно установить, что при четвертом испытании молот работал с лучшими показателями. А именно:

1. Величина хода бабы увеличилась.
2. Среднее давление $p'_в$ в верхней полости на участке впуска увеличилось.
3. Среднее давление $p'_н$ в нижней полости на участке выпуска уменьшилось.
4. Среднее давление $p'_в$ —верхней полости на участке выпуска уменьшилось.

Графическое сравнительное исследование индикаторных диаграмм, полученных при 1-ом, 3-ем и 4-ом испытании, приведено на рис. 32.

Все получившиеся изменения в индикаторных диаграммах (рис. 31) можно расценивать только как положительные факторы.

Действительно, сравнивая показатели работы молота (рис. 33) при новых условиях, можно констатировать значительное повышение эффективности работы молота. Так, например, повышение энергии удара достигло

$$\frac{8200-5360}{5360} \cdot 100 = 53\%.$$

Более полную характеристику степени повышения эффективности работы молота, при измененных условиях по сравнению с существующей до внесения изменений, можно усмотреть из следующей таблицы. (Данная таблица относится к ударам с наибольшей энергией).

Условия испытания	№ испытан.	Регулировка	№№ индикатор. диагр.	Размеры фиксир. регуляров				Показатели				Козф. использования						
				u_1	u_2	u_3	u_4	L_s	v	n	Y_0	$\frac{Y_0}{L_s}$	K_m	K_e	K_n	K	λ	
Существовавшие	1	Сущест.	4	—	—	—	—	5360	5,9	72	1,01	0,00019	0,94	0,74	0,71	0,67	0,32	0,62
Измененные	4	1	11	1	10	22	12	8200	7,3	81	1,17	0,00014	0,97	0,92	0,75	0,77	0,52	0,7
				4	2	13	20	22	7820*)	7,15	73	1,16	0,00015	0,97	0,91	0,72	0,77	0,49

*) Преуменьшенная энергия удара объясняется тем, что при снятии индикаторной диаграммы верхняя прокладка цилиндра была пробита.

При отсутствии этого энергия удара имела бы более высокое значение, так как кривая давления верхнего воздуха на диаграмме была бы эквидистантна кривой давления над клапаном (1).

Этот вывод подтверждается третьим испытанием.

Примечания: 1. Методы измерения размеров, фиксирующих регуляровку (настройку) молога, указаны в протоколе № 2.

2. Указанный расход воздуха не учитывает утечек воздуха через неплотности.

3. Коэффициент λ вычислен на основе графических построений (рис. 32).

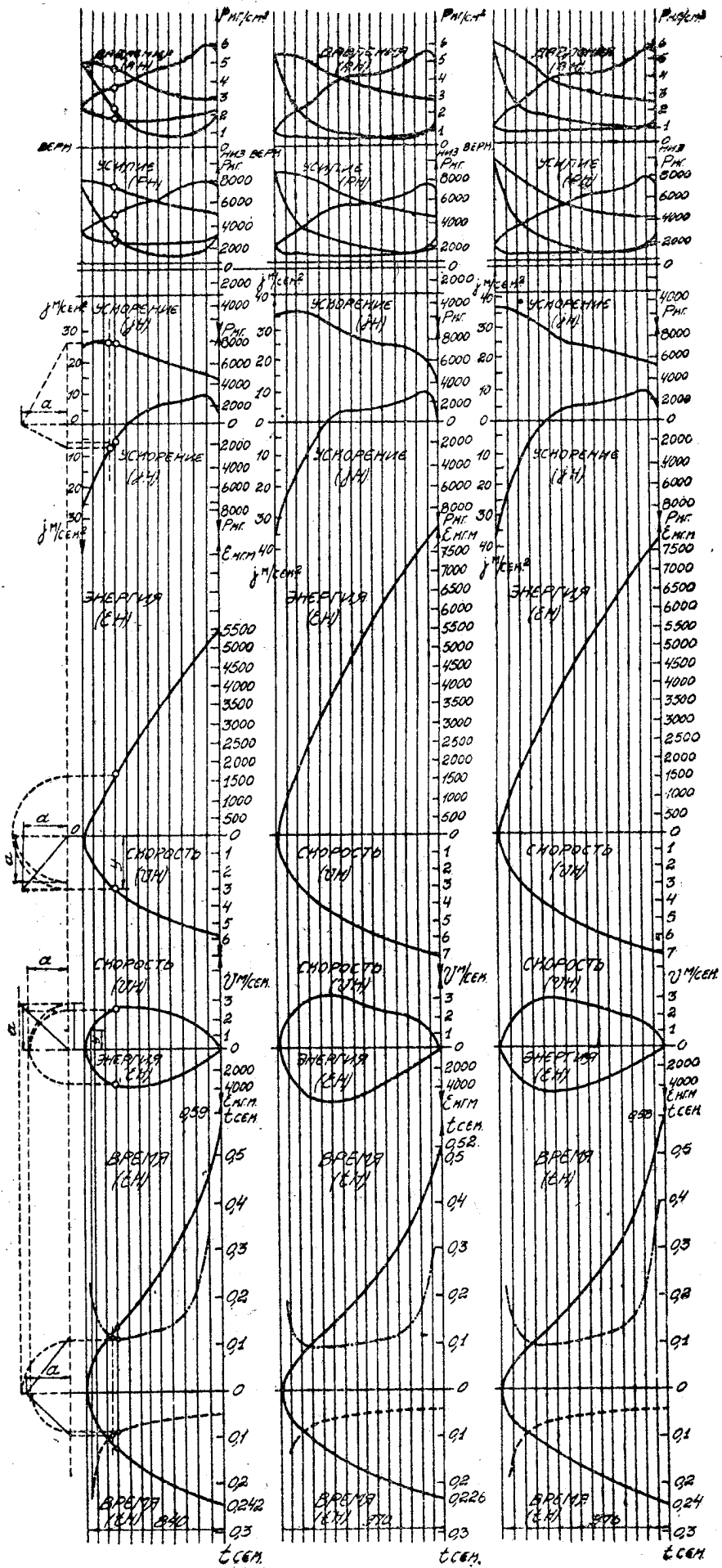


Рис. 32.

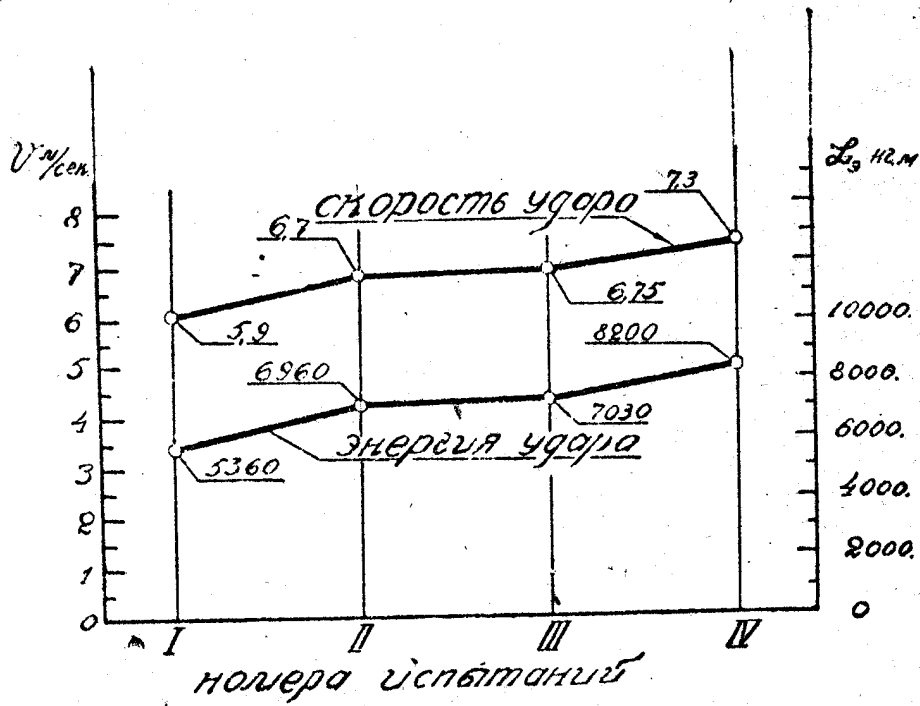


Рис. 33-а.

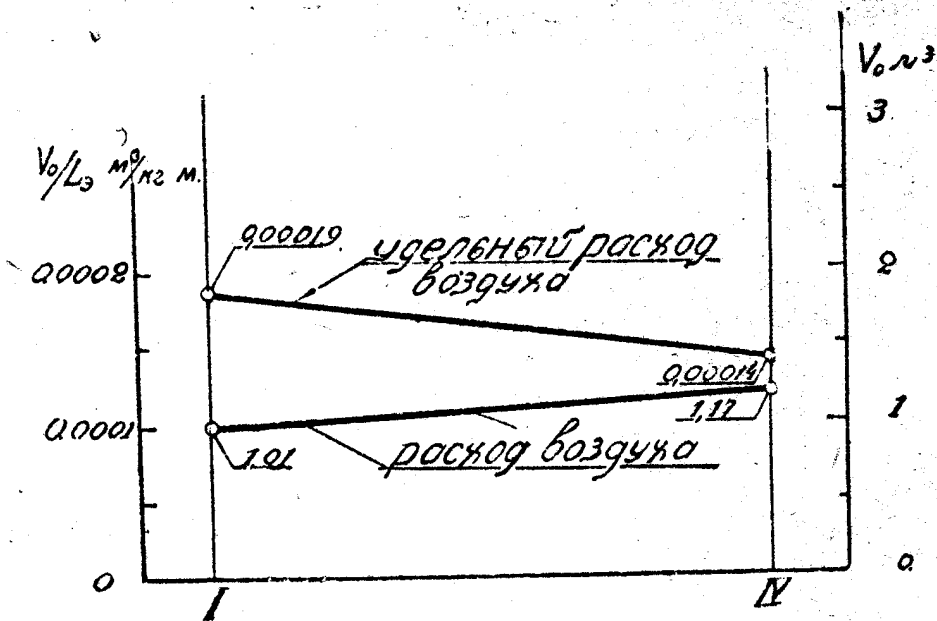


Рис. 33-б.

IV. Испытания и анализ работы 6-тонного молота.

1. Результаты первого испытания (в существовавших условиях).

Расход воздуха по индикаторным диаграммам.

Таблица а.

№№ индикат. диагр.	p_0 ата	t °C	T °	v_0 м³/кг	p_1 кг/см²	p_2 кг/см²	p_3 кг/см²	p_4 кг/см²	v_1 м³/кг	v_2 м³/кг	v_3 м³/кг	v_4 м³/кг
1	7,5	29	302	0,110	3,1	5,0	2,4	1,8	0,206	0,147	0,246	0,298
2	6,9	27	300	0,127	4,6	2,2	3,9	1,5	0,169	0,288	0,190	0,375
3	7,4	29	302	0,120	4,6	2,4	4,0	1,4	0,165	0,264	0,184	0,387

Таблица б.

№№ индик. диаграмм	Нижний воздух: $\alpha F = 1810 \text{ см}^2$				Верхний воздух: $F = 2124 \text{ см}^2$			
	$\varphi_n H_m$ м	γH_m м	$\gamma_1 H_m$ м	$\beta_1 H_m$ м	$\varphi_o H_m$ м	$\gamma' H_m$ м	$\gamma_1' H_m$ м	$\beta_1' H_m$ м
1	0,578	1,425	0,262	0	0,326	0,425	0,150	0,220
2	0,588	1,205	0	0	0,456	1,285	0,157	0,138
3	0,553	1,285	0	0	0,366	1,410	0,245	0,172

Таблица в.

№№ индикат. диагр.	V_1 м³	V_2 м³	V_3 м³	V_4 м³	Q_1 кг	Q_2 кг	Q_3 кг	Q_4 кг	Q_n кг	Q_v кг	Q кг	V_0	$\frac{V_0}{L_3}$
1	0,362	0,105	0,318	0,144	1,76	0,51	1,29	0,48	1,25	0,81	2,06	1,69	0,00012
2	0,324	0,107	0,370	0,159	1,92	0,37	1,95	0,42	1,55	1,53	3,08	2,52	0,00017
3	0,332	0,100	0,378	0,166	1,99	0,38	2,05	0,43	1,61	1,62	3,23	2,66	0,00016

Среднее усилие от работы трения.

Таблица г.

№№ индикатор. диаграмм	l мм	H_m м	Φ_n мм²	h_n мм	p_n кг/см²	Φ_v мм²	h_v мм	p_v кг/см²	P_n кг	P_v кг	P_{cv} кг	G кг	R кг	$R\%$
2	78,5	1,285	2220	28,3	4,71	260	3,31	0,55	8530	1960	7370	6550	820	12,5

Скорость бабы и энергия удара.

Таблица д.

№№ индикат. диагр.	l мм	H_m м	Φ_v' мм²	h_v' мм	p_v' кг/см²	Φ_n' мм²	h_n' мм	p_n' кг/см²	P_v' кг	P_n' кг	P_{cv} кг	L_i' кг м	L_m' кг м	L_3 кг м	v м/сек
1	87	1,425	1760	20,2	3,37	800	9,2	1,53	6770	2770	4000	5700	8260	13960	6,5
2	78,5	1,285	1870	23,8	3,97	470	6,0	1,00	7980	1810	6170	7940	7360	15300	6,8
3	86	1,410	2170	25,2	4,2	560	6,5	1,08	8350	1950	6400	9030	8070	17100	7,2

Примечание: Скорость в момент удара вычислялась по зависимости:

$$v = K \sqrt{L_3}, \text{ где } K = \sqrt{\frac{2g}{G}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81}{6550}} = 0,055$$

Величины коэффициентов, характеризующих эффективн. работы молота.

№№ индикатор. диаграмм	L_0 кгм	H_m м	K_m	K_s	K_o	K_n	K
1	13960	1,425	0,93	0,79	0,65	0,84	0,4
2	15300	1,285	0,93	0,87	0,76	0,76	0,47
3	17100	1,41	0,93	0,87	0,73	0,83	0,49

2. Анализ результатов испытания.

Проведенный анализ позволил выявить ряд недостатков.

1) Неправильная регулировка.

Из графика открытия клапанов (рис. 34) видно, что клапан 1 верхнего впуска и клапан 2 верхнего выпуска поднимаются и садятся на седла одновременно. Клапан 1 поднимается и садится на седло в те моменты, когда рукоятка управления занимает на секторе третье деление, а клапан 2—лишь тогда, когда рукоятка находится на пятом делении.

Таким образом при движении рукоятки от пятого деления к третьему в верхней полости цилиндра происходит процесс сжатия воздуха. Как указывалось выше, наличие процесса сжатия воздуха в цилиндре снижает скорость движения поршня, а следовательно, при правильной регулировке молота процесс сжатия не должен иметь места.

Рассматривая далее график открытия клапанов, можно заметить, что клапан 3 нижнего впуска и клапан 4 нижнего выпуска поднимаются и садятся на седла тоже одновременно. Клапан 3 поднимается и садится на седло в моменты, когда рукоятка управления находится между первым и вторым делениями, а клапан 4—лишь тогда, когда рукоятка находится на четвертом делении. Вследствие такого размещения точек посадок и подъемов клапанов 3 и 4 получается, что при перемещении рукоятки от четвертого деления до первого (рис. 8) клапаны нижнего впуска 3 и нижнего выпуска 4 открыты.

Для того чтобы представить, что происходит в эти моменты с воздушным потоком, необходимо обратиться к схеме движения воздуха в клапанной коробке (рис. 7). Вполне очевидно, что в те моменты, когда клапан 4 нижнего выпуска поднят, при открытом клапане 3 нижнего впуска магистральный воздух, не производя полезной работы, стремится, вместе с отработавшим воздухом нижней полости цилиндра, выйти в выпускную трубу. Анализ разобранных положений посадки и подъема клапанов позволяет заключить, что существующая регулировка молота является неправильной и приводит к непроизводительному расходу воздуха.

Для того чтобы устранить непроизводительный расход воздуха и избежать циклов расширения и сжатия воздуха, при работе его в полости цилиндра, необходимо посадить клапаны 3, 4 и клапаны 1, 2 так, чтобы подъемы и посадки каждой пары происходили одновременно.

Так же, как и прежде, в силу высказанных выше соображений, необходимо установить две регулировки: регулировку обеспечивающую максимальное число ударов (первая регулировка), и регулировку, обеспечивающую максимальную энергию удара (вторая регулировка).

2) Наличие больших мертвых ходов в звеньях распределительного механизма.

Рассматривая график открытия клапанов (рис. 21 протокола № 2) можно заметить, что подъем клапанов неравномерен по всему ходу ру-

рукоятки управления. Существуют такие участки на графике, где почти не замечается перемещения клапанов.

Наличие таких участков на графике указывает на появления в звеньях распределительного механизма весьма больших зазоров (очевидно, чем больше эти участки, тем больше и зазоры в звеньях).

Однако надо отметить, что вредное влияние зазоров сказывается не только в непроизводительном перемещении рукоятки на определенном участке сектора, но и приводит к уменьшению величин открытия клапанов. Все уменьшающиеся по мере увеличения зазоров, открытия клапанов, в свою очередь приводят к понижению эффективности работы молота. Поэтому для лучшей работы молота необходимо устранить имеющиеся мертвые хода в распределительном механизме.

Особенно надо обратить внимание на сочленения концов рычагов (кулисы со стаканами).

3) Недостаточные размеры окон в клапанных втулках (рубашках).

Следя по схемам (рис. 7) за движением воздушного потока, при впусках его в полости цилиндра, и подсчитывая по чертежам „живые“ сечения проходимых каналов, отверстий (рис. 6), можно заметить, что лимитирующими сечениями (минимальными) являются сечения окон впуска ($12 f_{зmax}$ и $12 f_{2max}$).

Отсюда, всякие отклонения от указанных на чертеже размеров окон, в сторону их уменьшений, будут отрицательно сказываться на эффективности работы молота.

4) Преувеличенная высота нижнего вредного пространства.

Существующую высоту нижнего вредного пространства $U_g = 2h_g - A = 195$ мм следует признать преувеличенной против нормальной высоты, которая должна быть равной $U_n = 70$ мм. Ввиду того, что на исследованных молотах шток соединяется с бабой посредством конуса, то в процессе работы молота возможно уменьшение длины штока, последнее повлечет за собой уменьшение нижнего вредного пространства. Принимая это во внимание, вышеуказанный размер U_n устанавливается для приработавшегося штока, и кроме того считается необходимым производить систематическую проверку фактической высоты нижнего вредного пространства с целью недопущения ударов поршня о нижний сальник.

5) Преувеличенное давление воздуха над клапанами впуска.

Рассматривая индикаторные диаграммы (рис. 34), можно установить что давление над клапаном 1 велико.

При существующих давлениях над клапанами впуска 1 и 3, для перемещения рукоятки управления, машинисту приходится прикладывать значительные усилия. Стремление облегчить работу машиниста привело в свое время к увеличению длины рукоятки.

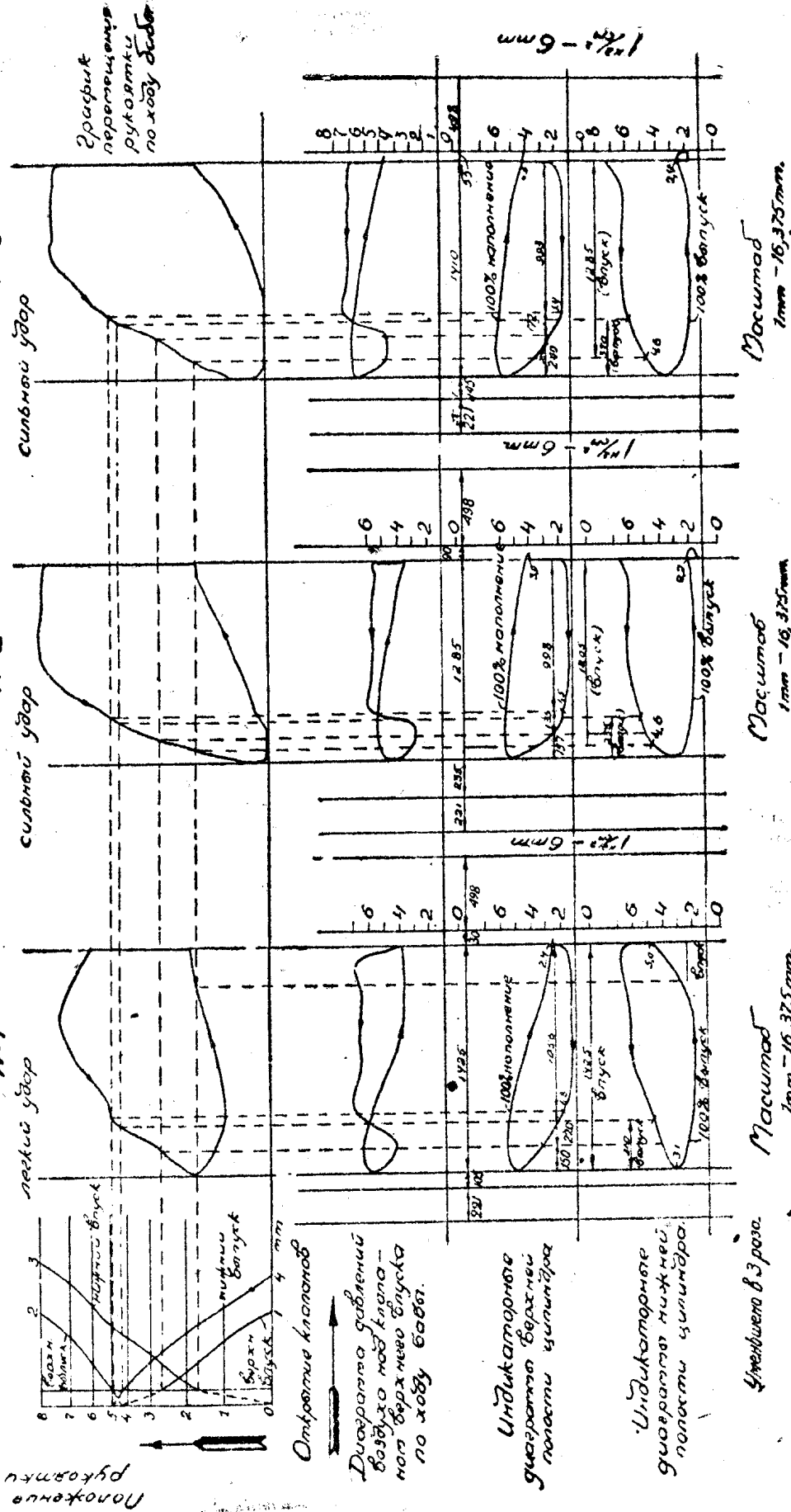
Однако, увеличенная длина рукоятки создала очень большой ход (размах) конца ее, так что хотя машинисту и приходится прикладывать меньшие усилия при работе рукояткой, но зато эта работа требует от него более сложных и трудных движений.

Как видно, задача облегчения условий работы машиниста в полной мере не решена.

Для того чтобы эта задача была полностью решена, необходимо идти по линии создания нормальных зазоров (0,07 мм на сторону) между боко-

Индикаторные диаграммы снятые в существующих условиях работы молота "Элтисо" отв. №2

График открытия клапанов в зобы - сняты от положения рукоятки.



№1

№2

№3

легкий удар

сильный удар

сильный удар

Положение рукоятки

Открытие клапанов

Диаграмма давлений воздуха под краном - мая вращение впуск по ходу бабб.

Индикаторные диаграммы верхней полости цилиндра

Индикаторные диаграммы нижней полости цилиндра

Уменьшено в 3 раза.

Масштаб 1мм - 16,375мм.

Масштаб 1мм - 16,375мм.

Масштаб 1мм - 16,375мм.

рис. 34.

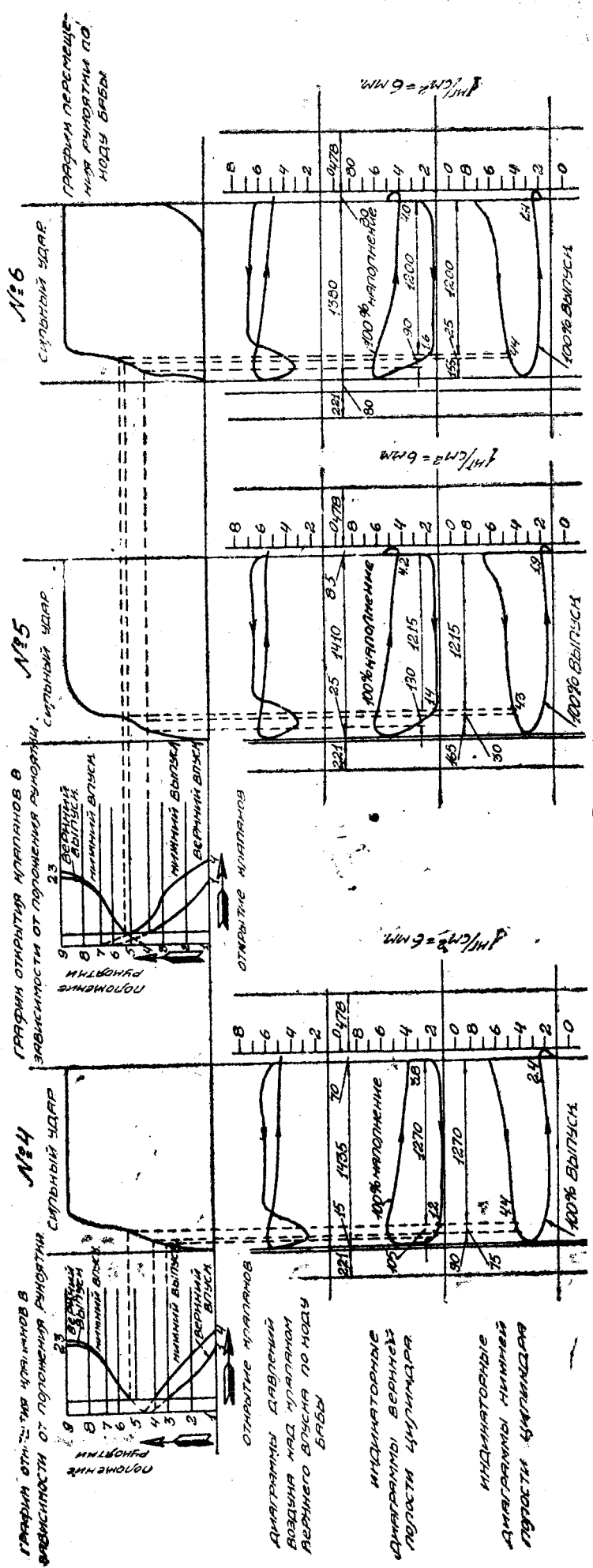


Рис. 35.

выми поверхностями втулок и клапанов, а также по линии подбора суммарных сечений продольных канавок на боковых поверхностях клапанов. Проведение этих мероприятий позволит снизить давления воздуха над клапанами, а следовательно, даст возможность создать нормальные условия работы машинисту.

3. Результаты второго испытания молота.

К моменту второго испытания была изменена регулировка, остальные же мероприятия остались не проведенными, так как проведение этих мероприятий возможно лишь при капитальном ремонте молота. При испытании были установлены бойки с суммарной высотой $2h_0 = 1120$ мм. (Высота верхнего $h_0 = 505$ мм.).

Таблица а.

Расход воздуха по индикаторным диаграммам.

№№ индикаторн. диаграмм	p_0 ата	$t^{\circ}C$	T°	v_0 м ³ /кг	p_1 кг/см ²	p_2 кг/см ²	p_3 кг/см ²	p_4 кг/см ²	v_1 м ³ /кг	v_2 м ³ /кг	v_3 м ³ /кг	v_4 м ³ /кг
4	7,0	32	305	0,128	4,4	2,4	3,8	1,2	0,178	0,283	0,197	0,447
5	—	32	305	—	4,3	1,9	4,2	1,4	0,180	0,321	0,184	0,402
6	—	33	306	—	4,4	2,4	4,0	1,6	0,178	0,283	0,191	0,365

Таблица б.

№№ индик. диаграмм	Нижний воздух: $F = 1810$ см ²				Верхний воздух: $F = 2124$ см ²			
	$\varphi_1 H_m$ м	γH_m м	$\gamma_1 H_m$ м	$\beta_1 H_m$ м	$\varphi_0 H_m$ м	$\gamma' H_m$ м	$\gamma_1' H_m$ м	$\beta_1' H_m$ м
4	0,548	1,270	0	0	0,236	1,435	0,060	0,105
5	0,563	1,315	0	0	0,246	1,410	0,065	0,130
6	0,538	1,200	0	0	0,301	1,380	0,090	0,090

Таблица в.

№№ индик. диагр.	V_1 м ³	V_2 м ²	V_3 м ³	V_4 м ³	Q_1 кг	Q_2 кг	Q_3 кг	Q_4 кг	Q_5 кг	Q_6 кг	Q_7 кг	Q_8 кг	V_0 м ³	$\frac{V_0}{L}$ м ³ /кг м
4	0,329	0,099	0,355	0,085	1,85	0,35	1,80	0,43	1,37	1,50	2,87	2,35	0,00014	
5	0,319	0,102	0,352	0,094	1,77	0,32	1,91	0,23	1,68	1,46	3,14	2,58	0,00014	
6	0,316	0,097	0,357	0,102	1,77	0,34	1,87	0,28	1,59	1,43	3,02	2,48	0,00015	

Таблица г.

Среднее усилие от работы трения.

№№ индикаторн. диаграмм	l мм	H_m м	Φ_n мм ²	h_n мм	p_n кг/см ²	Φ_e мм ²	h_e мм	p_e кг/см ²	P_n кг	P_e кг	P_{cs} кг	G кг	R кг	$R\%$
6	84,2	1,38	2300	27,7	4,55	250	2,9	0,49	8230	1050	7180	6500	680	10,5

Таблица д.

Скорость бабы и энергия удара.

№№ индик. диагр.	l мм	H_m м	Φ_v' мм ²	h_v' мм	p_v' кг/см ²	Φ_n' мм ²	h_n' мм	p_n кг/см ²	P_v' кг	P_n' кг	$P_{св}'$ кг	L_i' кг м	L_m' кг м	L_n кг м	v м/сек.
4	87,6	1,435	1890	21,6	3,6	530	6,05	1,01	7630	1830	5800	8300	8350	16650	7,1
5	86,1	1,410	2190	25,4	4,2	430	5,0	0,83	9000	1500	7500	10600	8200	18800	7,55
6	84,2	1,380	2010	23,9	3,9	530	6,3	1,05	8450	1900	6550	9040	8000	17040	7,16

Таблица ж.

Величины коэффициентов, характеризующих эффективность работы молота.

№№ индикатор. диаграмм	L_n кг м	H_m м	K_m	K_v	K_o	K_n	K
4	16650	1,435	0,94	0,87	0,74	0,85	0,51
5	18800	1,41	0,95	0,90	0,80	0,83	0,57
6	17040	1,38	0,95	0,87	0,78	0,81	0,52

Сравнение индикаторных диаграмм показало, что характер диаграмм при существовавшей регулировке (рис. 34) и при измененной (рис. 35) почти одинаков.

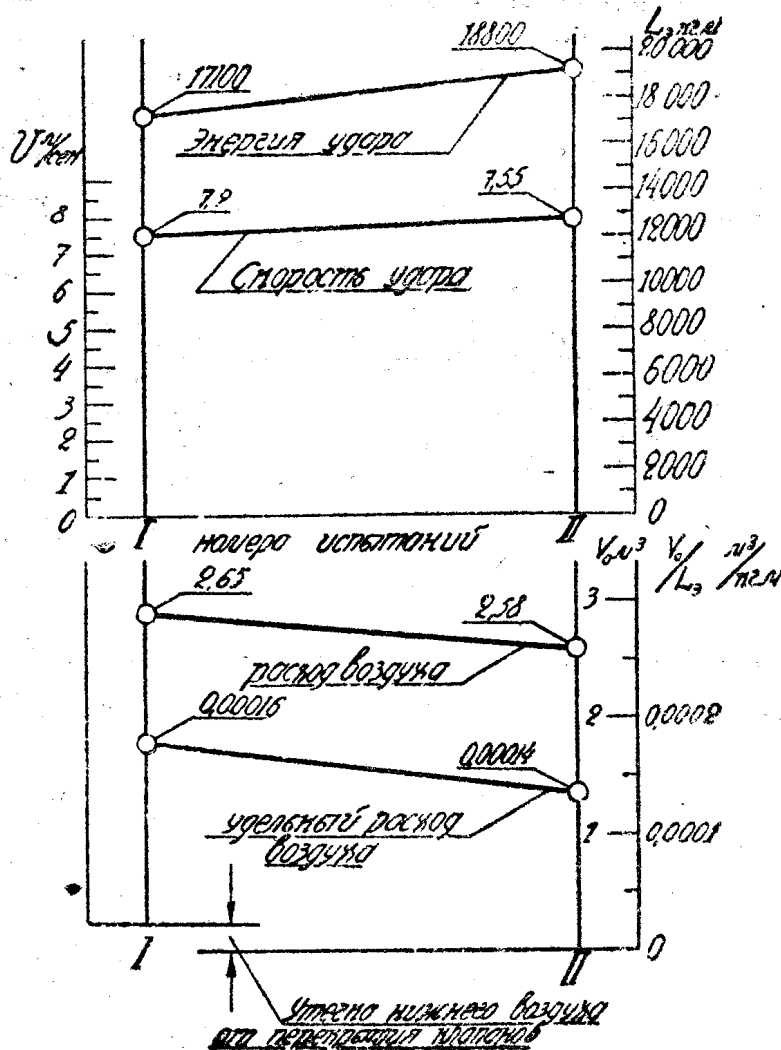


Рис. 36.

Однако индикаторные диаграммы при существовавшей регулировке получились такими при непроизводительных расходах воздуха вследствие перекрытия клапанов. При измененной регулировке этот недостаток устранен.

Производя сравнения показателей работы молота (рис. 36) при первом и втором испытаниях, можно отметить, что достигнуты следующие результаты:

1. Уничтожен непроизводительный расход воздуха.

2. Энергия удара возросла на 10%.

Более полную характеристику степени повышения эффективности работы молота, при измененных регулировках, по сравнению с существующей, можно усмотреть из следующей таблицы. (Данные таблицы относятся к ударам с наибольшей энергией).

№ испытаний	№№ индик. диагр.	Размеры фиксир. регул.				Показатели				Кэф. использования				
		u_1	u_2	u_3	u_4	$L_э$	v	V_0	$\frac{V_0}{L_э}$	K_m	K	K_0	K	K
1	3	96	97	125	112	17100	7,2	2,65	0,00016	0,93	0,87	0,73	0,83	0,49
2	4	107	101	113	104	16650	7,1	2,35	0,00014	0,94	0,87	0,74	0,85	0,51
3	5	100	111	112	110	18800	7,55	2,58	0,00014	0,95	0,90	0,80	0,83	0,57

Примечания: 1) Методы измерения размеров, фиксирующих регулировку молота, указаны в протоколе № 2.

2) При подсчете расхода воздуха по индикаторной диаграмме № 3 не учтены:

1. Утечка воздуха через неплотности.

2. Утечка воздуха вследствие неправильной регулировки молота.

У. Заключение.

В результате проведенной работы можно отметить, что в работе молотов произошли следующие изменения:

1. Уменьшены удельные расходы воздуха.
2. Увеличена эффективная энергия удара.
3. Увеличено число ударов у 3-тонного молота.
4. Облегчено управление 3-тонным молотом.

Сравнения происшедших изменений с результатами первого испытания приведены в следующей таблице.

Молоты	Увелич. эффект. энергии удара в процентах к существующ.		Уменьш. удельного расхода воздуха в процентах к существующ. расходу		Увелич. числа ударов в процентах к существующ.	
	1 регул.	2 регул.	1 регул.	2 регул.	1 регул.	2 регул.
3-тонный	+ 53	+ 46	26	21	12,5	1,4
6-тонный	- 2,6	+ 10	12,5	12,5	-	-

ПРИЛОЖЕНИЯ.

Протоколы выявления состояния ковочного молота фирмы „Еумисо“.

Весы падающих частей 3 тн.

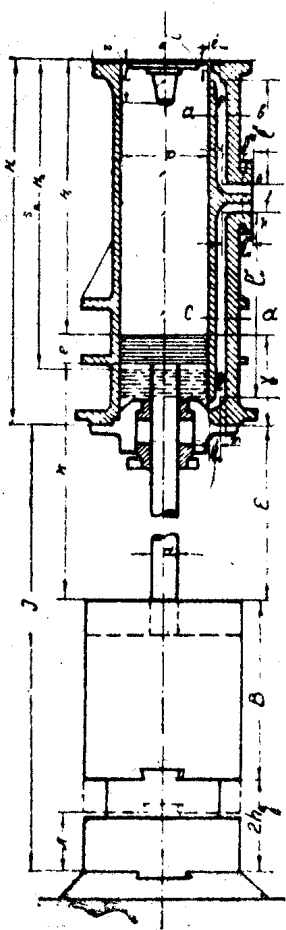
Инвентарный № 1.

ПРОТОКОЛ № 1.

Дата: 7 ноября 1936 года.

Взвешивание падающих частей молота и определение основных параметров молота.

Порядок определения.



Сечение *ab*



Сечение *пр. от лица*



Сечение *cd*



1. Заполнить таблицу 1 данными по чертежам и вычислить по ним значения для таблицы 2.

2. Определить размеры: B ; d ; l , $2h$; e по натуре согласно эскиза (рис. 10).

3. Снять верхнюю крышку цилиндра.

4. Определить размеры: t ; D ; D_1 ; i .

5. Измерить расстояние H_1 и, отложив его снаружи цилиндра, определить γ .

6. Произвести взвешивание пад. частей (со штампом) динамометром.

7. Опустить бабу на прокладку и снять (штампы) бойки.

8. Опустить поршень на крышку сальника.

9. Измерить расстояние H_2 и A .

10. Заполнить таблицу 2 данными, подсчитанными по размерам, взятым с натуры, пользуясь помещенными формулами (см. след. стран.).

Рис. 10.

Таблица 1.

	Определ. в любой момент					Определ. при снятой крышке								
	B	d	I	2h	ε	С существ. штамп.					без штамп.			
						t	D	e	r/i	H ₁	γ	H ₂	A	
По чертежу	800	180	—	—	—	—	450	—	—	—	—	—	—	—
По натуре	800	180	2800	420	1580	190	453	125	10/40	1295	395	1435	270	

Продолжение таблицы 1.

	Определение по чертежам									
	l ₁	g/p	l''	c/m	l'''	l _u '	l _u ''	a/b	l _u '''	
По чертежу	62,5	230/45	662,5	230/45	157,5	62,5	902,5	230/45	157,5	
По натуре	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

Обработка результатов.

$$k = \varepsilon + \gamma - e = 1580 + 395 - 125 = 1850 \text{ мм.}$$

$$H_0 = H_1 - t = 1285 - 190 = 1095 \text{ мм.}$$

$$H_{\max} = H_2 - t = 1435 - 190 = 1245 \text{ мм.}$$

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 45,3^2}{4} = 1611 \text{ см}^2.$$

$$\alpha F = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 (45,3^2 - 18,0^2)}{4} = 1356 \text{ см}^2.$$

$$\alpha = \frac{\alpha F}{F} = \frac{1356}{1611} = 0,842.$$

$$v_0 = l' (g.p) + l'' (c.m) + l''' (g.p) = 6,25 (23,0 \times 4,5) + 66,25 (23,0 \times 4,5) + 15,75 (23,0 \times 4,5) = 647 + 6857 + 1630 = 9134 \text{ см}^3.$$

$$v_0 = F \cdot t - (F_{\text{бyf}}) = 1611 \cdot 20 - (F_{\text{бyf}}) = 32220 - 7410 = 24810 \text{ см}^3.$$

$$v_{0k} = 7400 \text{ см}^3.$$

$$Y_0 = v_0 + V_0 + v_{0k} = 9134 + 24810 + 7400 = 41344 \text{ см}^3.$$

$$v_u = (g.p) l_u' + l_u'' (a.b) + l_u''' (g.p) = 6,25 (23,0 \times 4,5) + 90,25 (23 \times 4,5) + 15,75 (23 \times 4,5) = 11618 \text{ см}^3.$$

$$V_{2h_0} = (2h_0 - A) \alpha F = (42,0 - 27,0) \cdot 1356 = 20340 \text{ см}^3.$$

$$v_{0k} = 7400 \text{ см}^3.$$

$$Y_{2h_0} = v_u + v_{2h_0} + v_{0k} = 11618 + 20340 + 7400 = 39358 \text{ см}^3.$$

Таблица 2.

	G	R	F	αF	α	H ₀	K	H _{max}	H ₀
По чертежу	3010	—	1590	—	—	1690	1795	—	—
По натуре	3000	—	1611	1356	0,842	1690	1850	1245	1095

	Z_{hd}	v_0	V_0	v_{ok}	Y_0	v_n	V_{2hd}	v_{uk}	Y_{2hd}
По чертежу . . .	—	9134	24810	7400	71374	11618	20340	7400	39358
По натуре . . .	420	—	—	—	—	—	—	—	—

Руководитель _____

Определение производили _____

Представитель завода _____

ПРОТОКОЛ № 2.

Дата: 9 ноября 1936 года.

Определение характеристики распределительного механизма.

Порядок определения.

1. Определить размеры таблицы 1 (рис. 11) и таблицы 2 (рис. 12) по натуре (ре и по чертежам).

2. Разметить полный ход рукоятки управления по сектору на 8 равных делений согласно рис. 11.

Примечание. В случае отсутствия сектора рукоятки—установить его.

3. Определить относительное расположение звеньев распределительного механизма при горизонтальном положении звена d_4 (крестовины, кулисы—рис. 11).

4. Зафиксировать существующую наладку молота по таблице 2 и рис. 12.

5. Установить закон перемещения клапанов 1, 2, 3 и 4 (таблица 4) в зависимости от перемещения рукоятки, фиксируя размер y_1, y_2, y_3, y_4 (рис. 13) на каждом делении сектора.

6. Определить расположение рукоятки на секторе, соответствующее моменту подъема разгрузочных и рабочих клапанов (таблица 5).

7. На основании полученной таблицы 4 и 5 начертить график перемещения клапанов в зависимости от движения рукоятки.

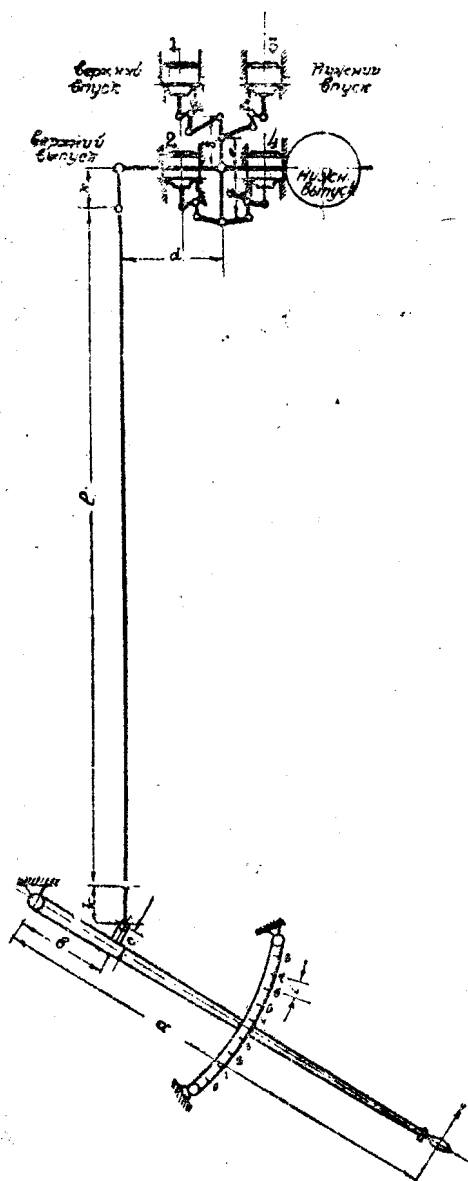


Рис. 11.

При горизонт. положении звена *d* рукоятка расположена на 3,5 делении сектора.

Таблица 2.

№ клапана	<i>u</i>
1	--
2	--
3	--
4	--

Таблица 1.

	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>k</i>	<i>l</i>	<i>i</i>	<i>d</i>	<i>e</i>	<i>g</i>	<i>s</i>
По чертежу	1375	275	—	110	—	—	300	85	150	135
По натуре	1375	275	85	115	2545	60	300	85	150	135

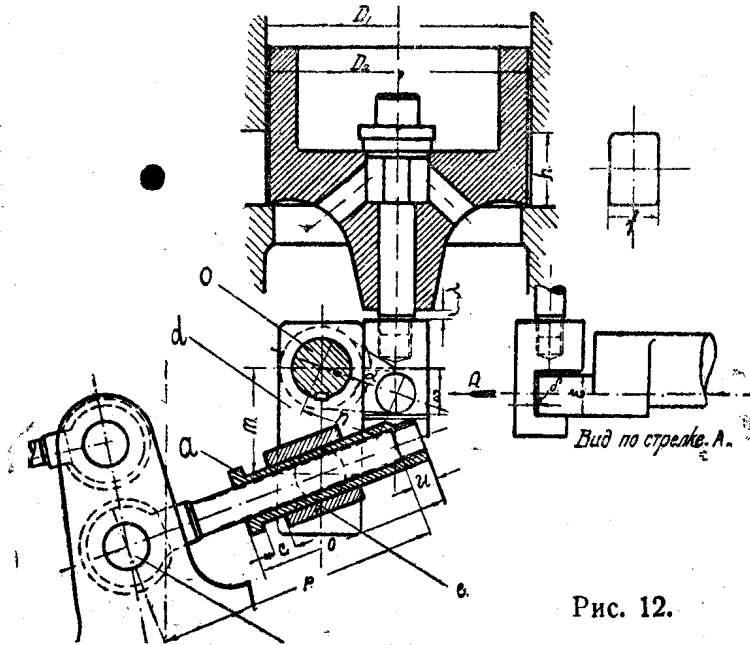


Рис. 12.

Таблица 3.

		<i>p</i>	<i>o</i>	<i>t</i>	<i>n</i>	<i>a</i>	λ	<i>h/f</i>	δ	ω	ϵ	<i>D</i> ₁	<i>D</i> ₂	$\frac{D_1 - D_2}{2}$
1 клапан верхн. впуск.	По чертежу	143	95	55	40	22	4	35/30	—	25	25	130	130	—
	По натуре	143	95	55	40	22	3	—	—	26	26	—	—	0,5
2 клапан верх. выпуск.	По чертежу	143	95	55	40	22	—	35/30	—	25	25	130	130	—
	По натуре	143	95	55	40	22	—	—	—	—	—	—	—	0,5
3 клапан нижн. впуск.	По чертежу	143	95	55	40	22	4	35/30	—	25	25	130	130	—
	По натуре	143	95	55	40	22	4	—	—	26	24	—	—	0,5
4 клапан нижн. вып.	По чертежу	143	95	55	40	22	—	35/30	—	25	25	130	130	—
	По натуре	143	95	55	40	22	—	—	—	—	—	—	—	0,5

Количество окон для клапанов 1 и 3—10 шт.

Количество окон для клапанов 2 и 4—10 шт.

При подъеме рукоятки.

Таблица 4.

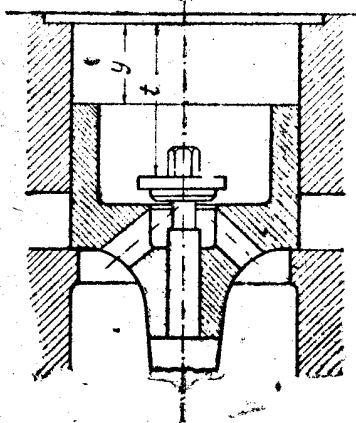
№ клапана	1		2		3		4	
	<i>у</i>	Ход клапана	<i>у</i>	Ход клапана	<i>у</i>	Ход клапана	<i>у</i>	Ход клапана
0	22	13	304	0	35	0	287	17
1	25	10	304	0	35	0	291	13
2	30	5	304	0	35	0	296	8
3	35	0	304	0	35	0	300	4
4	35	0	304	0	35	0	304	0
5	35	0	299	5	33	2	304	0
6	35	0	290	14	30	5	304	0
7	35	0	283	21	35	10	304	0
8	35	0	279	25	23	12	304	0

Таблица 4-а.

При опускании рукоятки.

№ клапана \ Положение рукоятки	1		2		3		4	
	у	Ход клапана	у	Ход клапана	у	Ход клапана	у	Ход клапана
8	—	—	—	—	—	—	—	—
7	—	—	—	—	—	—	—	—
6	—	—	—	—	—	—	—	—
5	—	—	—	—	—	—	—	—
4	—	—	—	—	—	—	—	—
3	—	—	—	—	—	—	—	—
2	—	—	—	—	—	—	—	—
1	—	—	—	—	—	—	—	—
0	—	—	—	—	—	—	—	—

Таблица 5.



№№ клапанов	Разгрузочный клапан				Рабочий клапан			
	t_0	t_1	t_2	Полож. рукоятки соот. t_1	$У_1$	$У_2$	Полож. рукоятки соот.	Ход разгр. клап.
1	—	—	—	4,0	—	—	3,0	3
2	—	—	—	0,0	—	—	4,10	—
3	—	—	—	0,5	—	—	4,30	4
4	—	—	—	4,50	—	—	3,40	—

Рис. 13.

Таблица 6. „х“

При подъеме рукоятки

№ клапана \ Положение рукоятки	1	2	3	4
	0	28	16	6
1	—	—	—	—
2	17	10	11	20
3	10	3	15	12
4	3	51	20	3
5	0	10	22	—5
6	0	18	25	—5
7	0	27	29	—5
8	0	35	32	—5

Таблица 6-а. „х“

При опускании рукоятки

№ клапана \ Положение рукоятки	1	2	3	4
	8	—	—	—
7	—	—	—	—
6	—	—	—	—
5	—	—	—	—
4	—	—	—	—
3	—	—	—	—
2	—	—	—	—
1	—	—	—	—
0	—	—	—	—

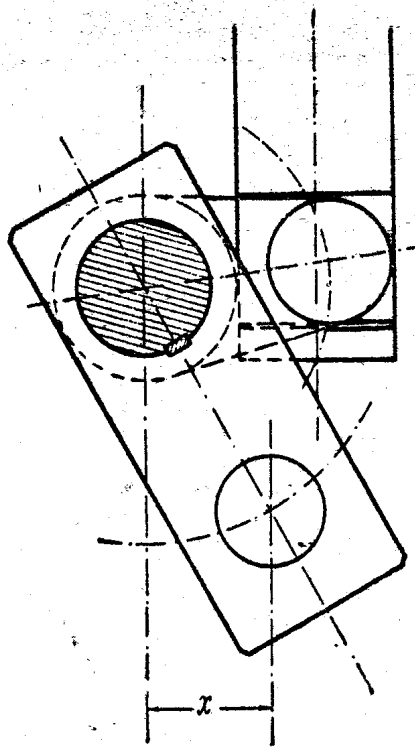


Рис. 14.

График открытия клапанов в зависимости от
положения рукоятки.

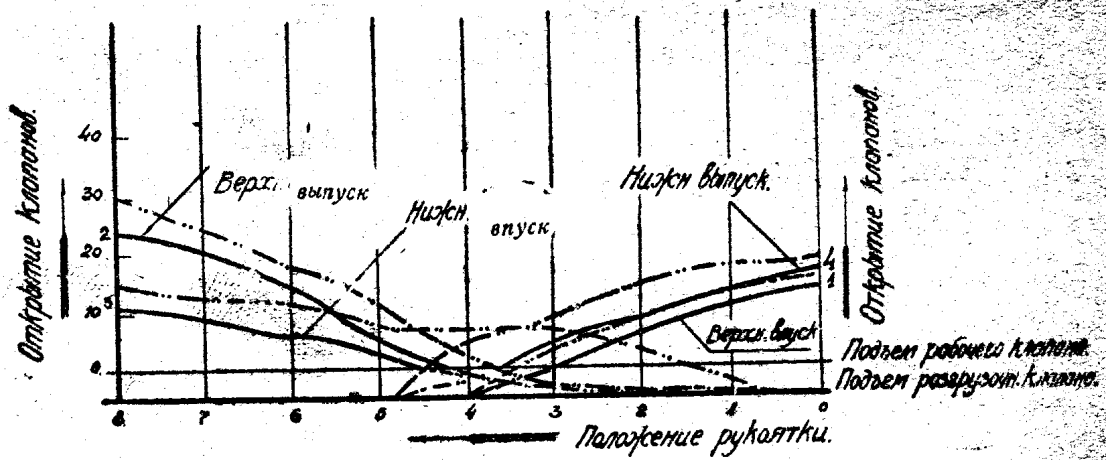


Рис. 15.

Руководитель _____

Определение производили _____

Представитель завода _____

Протоколы выявления состояния ковочного молота фирмы „Еитисо“.

Веса падающих частей 6 тн.

Инвентарный № 2.

ПРОТОКОЛ № 1.

Дата: 2 января 1937 года.

Взвешивание падающих частей молота и определение основных параметров молота.

Порядок определения.

1. Заполнить таблицу 1 данными по чертежам и вычислить по ним значения для таблицы 2.
2. Определить размеры: B ; d ; l ; $2h$; e по натуре согласно эскиза рис. 16.
3. Снять верхнюю крышку цилиндра.
4. Определить размеры: t ; D ; i .
5. Измерить расстояние H_1 и, отложив его снаружи цилиндра, определить γ .
6. Произвести взвешивание падающих частей (со штампом) динамометром
7. Опустить бабу на прокладку и снять (штампы)—бойки.
8. Опустить поршень на крышку сальника.
9. Измерить расстояние H_2 и A .
10. Заполнить таблицу 2 данными, подсчитанными по размерам, взятым с природы, пользуясь помещенными формулами (см. след. стран.)

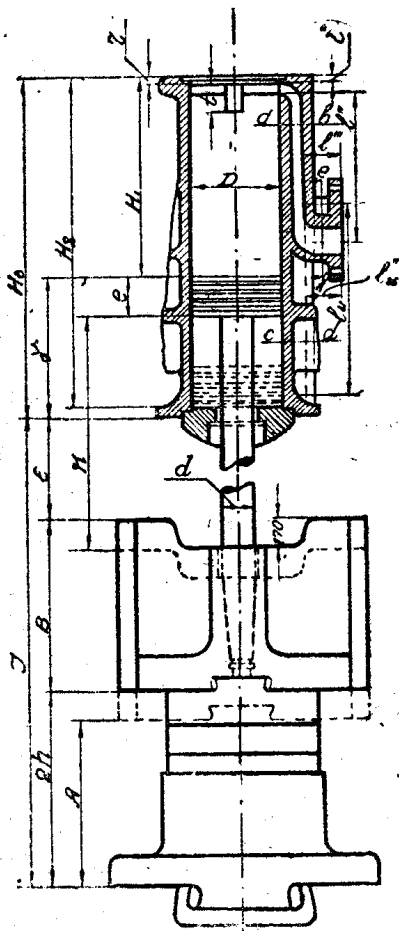


Рис. 16.

Таблица 1.

	Определение в любой момент					Определен. при снятой крышке							
						С существ. штамп.					Без штамп.		
	B	d	l	$2h$	e	t	D	e	r/i	H_1	γ	H_2	A
По чертежу	1000	200	—	—	—	110	520	150	35/35	—	—	1990	—
По натуре	1000	200	4280	1140	2140	110	520	150	35/35	1645	380	1990	945

	Определение по чертежам								
	l'	g/p	l''	c/m	l'''	l_u'	l_u''	a/b	l_u'''
По чертежу	—	170/140	925	270/65	222	1200	—	—	222
По натуре	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Обработка результатов.

$$k = \gamma + \varepsilon - e + 170 = 380 + 2140 - 150 + 170 = 2540 \text{ мм.}$$

$$H_{\partial} = H_1 - t - r = 1645 - 110 - 35 = 1550 \text{ мм.}$$

$$H_{\max} = H_2 - t - e - r = 1990 - 110 - 150 - 35 = 1695 \text{ мм.}$$

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 52^2}{4} = 2124 \text{ см}^2.$$

$$\alpha F = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (52^2 - 20^2)}{4} = 1810 \text{ см}^2; \quad \alpha = \frac{\alpha F}{F} = \frac{1810}{2124} = 0,852$$

$$v_0 = l''' (g.p) + l'' (c.m) = 22,2 (17 \times 14) + 92,5 (27 \times 6,5) = 21500 \text{ см}^3.$$

$$V_0 = t \cdot F = 11 \cdot 2124 = 23400 \text{ см}^3.$$

$$v_{0k} = 2550 \text{ см}^3.$$

$$Y_0 = v_0 + V_0 + v_{0k} = 21500 + 23400 + 25500 = 70400 \text{ см}^3.$$

$$v_u = l_u''' (p.g) + l_u (c.m) = 22,2 (14 \times 17) + 120 (27,0 \times 6,5) = 26300 \text{ см}^3.$$

$$V2h_{\partial} = (2h_{\partial} - A) \cdot \alpha F + v_n^*) = 39600 \text{ см}^3.$$

$$v_{uk} = 24200 \text{ см}^3.$$

$$Y2h_{\partial} = v_u + V2h_{\partial} + v_{uk} = 26300 + 39600 + 24200 = 90100 \text{ см}^3.$$

Таблица 2.

	G	R	F	αF	α	H_0	K	H_{\max}	H_{∂}
По чертежу	6550	—	2124	1810	0,852	2050	—	1695	—
По натуре	—	820	2124	1810	0,852	2050	2540	1695	1500

Продолжение таблицы 2.

	$2h_{\partial}$	v_0	V_0	v_{0k}	Y_0	v_u	$V2h_{\partial}$	v_{uk}	$Y2h_{\partial}$
По чертежу	—	21500	23400	25500	70400	26300	39600	24200	90100
По натуре	1140	—	—	—	—	—	—	—	—

Руководитель _____

Определение производили _____

Представитель завода _____

*) Объем поршневой полости (см. черт. поршня) $v_n = 4600 \text{ см}^3$.

ПРОТОКОЛ № 2.

Дата: 10 января 1937 года.

Определение характеристики распределительного механизма.

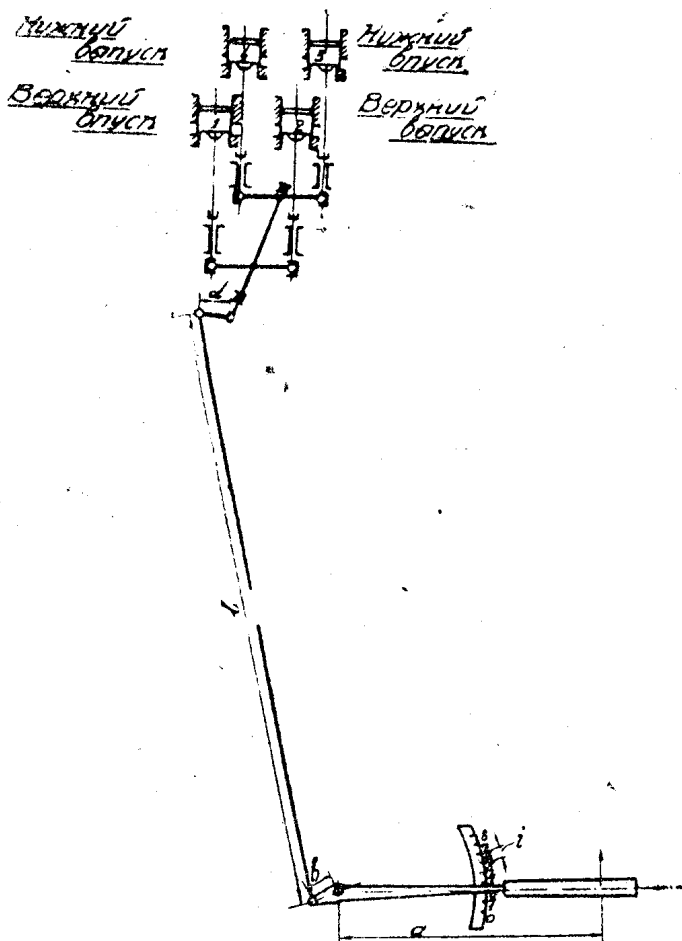


Рис. 17.

Порядок определения.

1. Определить размеры таблицы 1 (рис. 17) и таблицы 2 (рис. 18) по натуре и по чертежам.

2. Разметить полный ход рукоятки управления по сектору на 8 равных делений согласно рис. 17.

Примечание. В случае отсутствия сектора рукоятки — установить его.

3. Определить относительное расположение звеньев распределительного механизма при горизонтальном положении звена d (крестовины, кулисы, рис. 17).

4. Зафиксировать существующую наладку молота по таблице 2 и рис. 18.

5. Установить закон перемещения клапанов 1, 2, 3 и 4 (таблица 4) в зависимости от перемещения рукоятки, фиксируя размеры u_1 (рис. 19) на каждом делении сектора.

6. Определить расположе-

ние рукоятки на секторе, соответствующее моменту подъема разгрузочных и рабочих клапанов (таблица 5).

7. На основании таблицы 4 и 5 начертить график перемещения клапанов в зависимости от движения рукоятки (рис. 21).

При горизонтальном положении звена d рукоятка расположена на 3, 5 делении сектора.

Таблица 1.

	a	b	l	i	d
По чертежу	1550	150	—	—	150
По натуре	1900	160	4510	62	150

Таблица 2.

№ клапана	u
1	96
2	97
3	125
4	112

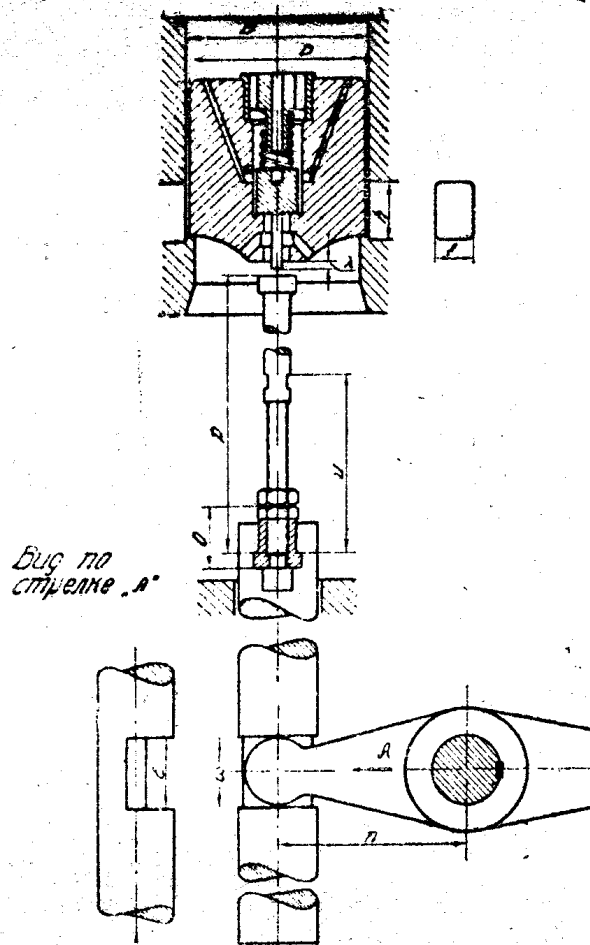


Рис. 18.

Таблица 3.

		p	o	n	λ	n/f	ω	ϵ	D_1	D_2	$\frac{D_1-D_2}{2}$
1 клапан верхн. выпуск	По чертежу	380	51	152,5	5	40/36	51	50	150	150	—
	По натуре .	376	51	—	6	25/28	52	—	150	150	0,3
2 клапан верхн. выпуск	По чертежу	380	51	152,5	5	30/26	51	50	120	120	—
	По натуре .	380	52	—	6	28/25	52	—	119	118	0,5
3 клапан нижн. выпуск	По чертежу	380	51	152,5	5	30/26	51	50	120	120	—
	По натуре .	377	51	—	6	25/25	52	—	120	120	0,3
4 клапан нижн. выпуск	По чертежу	380	51	152,5	5	40/36	51	50	150	150	—
	По натуре .	376	52	—	6	28/29	52	—	151	150	0,5

Количество окон для клапанов 1 и 3—12 шт.

Количество окон для клапанов 2 и 4—12 шт.

При подъеме рукоятки.

Таблица 4.

№ клапана	1		2		3		4	
	y	Ход клапана	y	Ход клапана	y	Ход клапана	y	Ход клапана
0	35	29	61	0	62	0	17	45
1	46	18	61	0	62	0	30	32
2	59	5	61	0	57	5	42	20
3	64	0	61	0	47	15	53	9
4	64	0	61	0	41	21	62	0
5	64	0	59	2	38	24	62	0
6	64	0	49	12	28	34	62	0
7	64	0	38	23	15	47	62	0
8	64	0	30	31	8	54	62	0

Таблица 4-а.

При опускании рукоятки.

№ клапана	1		2		3		4	
	у	Ход клапана	у	Ход клапана	у	Ход клапана	у	Ход клапана
8	64	0	30	31	8	54	62	0
7	64	0	38	23	18	44	62	0
6	64	0	49	12	28	34	62	0
5	64	0	60	1	36	26	62	0
4	64	0	61	0	39	23	62	0
3	64	0	61	0	47	15	51	3
2	58	6	61	0	58	4	40	12
1	45	19	61	0	62	0	29	33
0	33	31	61	0	62	0	19	43

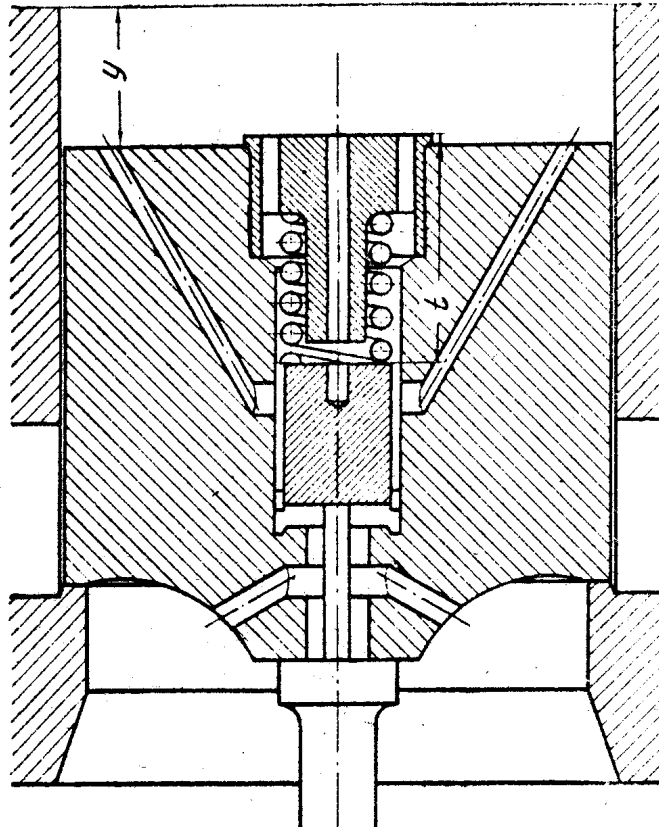


Рис. 19.

Таблица 5.

№№ клапанов	Разгрузочный клапан				Рабочий клапан			
	t_0	t_1	t_2	Полож. рукоятки соотв.	y_1	y_2	Полож. рукоятки соот. y_2	Ход разгруз. клапана λ
1	75	—	69	4,30	—	64	2,35	6
2	74	—	69	4,10	—	61	4,45	5
3	77	—	71	0,10	—	62	1,35	6
4	74	—	68	4,45	—	62	4,10	6

Таблица 6. „х“
При подъеме рукоятки.

Положение рукоятки \ № клапана	1	2	3	4
	0	74	45	10
1	62	26	20	68
2	49	38	28	56
3	42	45	38	45
4	41	45	46	35
5	37	49	47	35
6	26	60	59	21
7	15	72	70	14
8	9	79	78	8

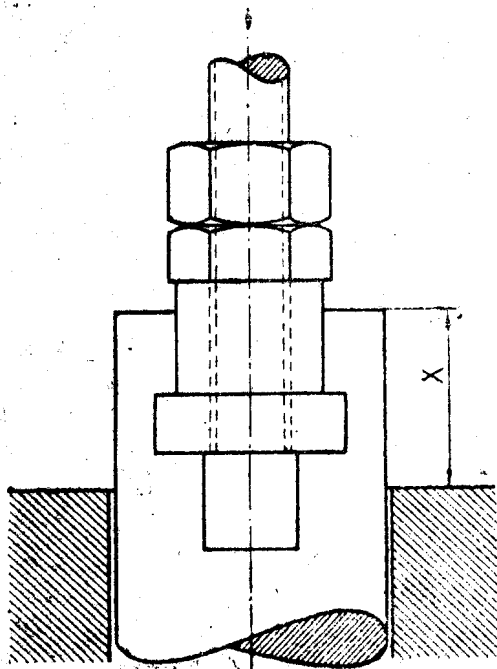


Рис. 20.

Таблица 6-а. „х“
При опускании рукоятки.

Положение рукоятки \ № клапана	1	2	3	4
	8	9	79	78
7	15	69	70	14
6	26	58	59	25
5	37	48	48	35
4	39	46	46	36
3	42	42	38	46
2	50	36	27	58
1	63	24	19	68
0	75	13	10	80

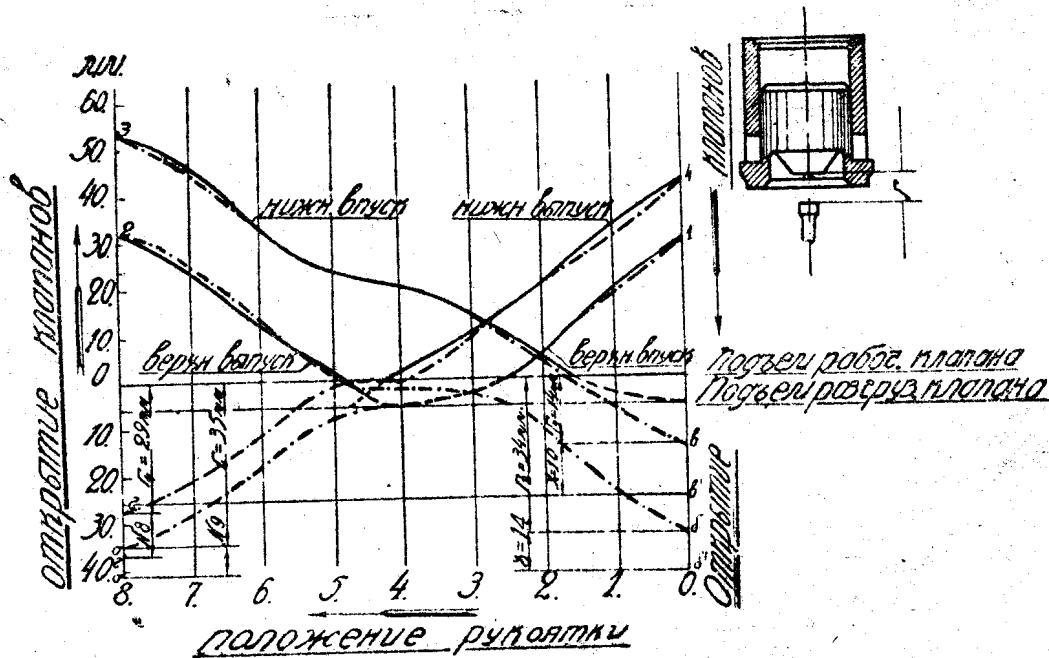


Рис. 21.

Руководитель _____

Определение производили _____

Представитель завода _____