

6
A65

U-5

Министерство высшего и среднего специального образования СССР
МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ГОРНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Инженер А. А. МОРЖАРЕТТО

ИССЛЕДОВАНИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПЕРФОРАТОРОВ С НЕЗАВИСИМЫМ ВРАЩЕНИЕМ

Специальность 05.172 — Горные машины и комплексы

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва—1971

Работа выполнена на Старооскольском механическом заводе.

Научный руководитель
канд. техн. наук А. Ф. ПОНОМАРЧУК

Официальные оппоненты
докт. техн. наук К. И. ИВАНОВ,
доц., канд. техн. наук Л. И. КАНТОВИЧ

Ведущее предприятие — Криворожский завод горного оборудования «Коммунист».

Автореферат разослан 15 сентября 1971 г.

Защита диссертации состоится 15 октября 1971 г.
на заседании Совета по присуждению ученых степеней горно-механического факультета МГИ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзыв просим направлять в 2 экз. по адресу: 113819 ГСП, Москва, М-49, Ленинский проспект, 6, МГИ.

Ученый секретарь Совета МГИ

проф. М. М. ШЕМАХАНОВ

Введение

Директивы XXIV съезда КПСС по IX пятилетнему плану развития народного хозяйства предусматривают дальнейший рост горнодобывающей промышленности на основе внедрения новых технологических процессов и применения более совершенного оборудования.

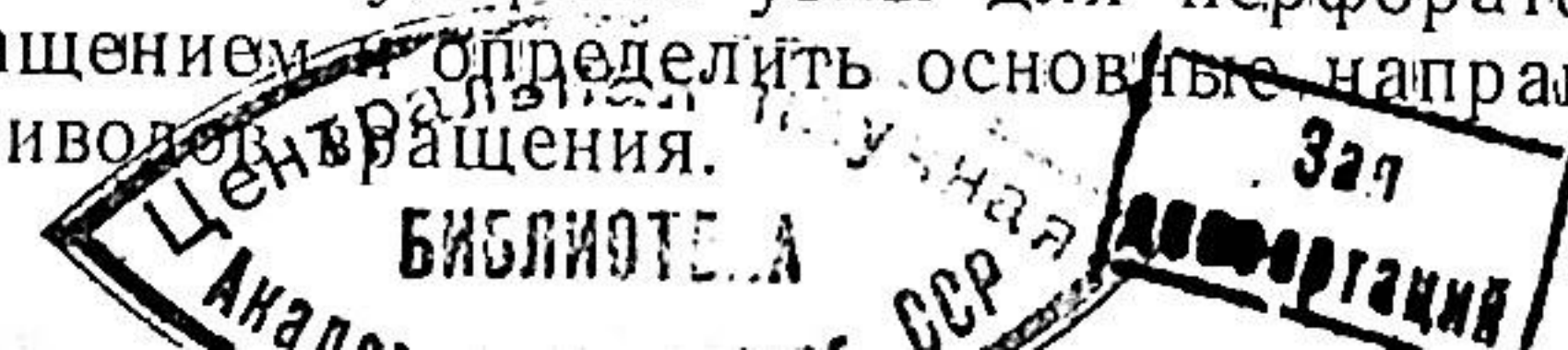
Одной из наиболее трудоемких операций при проведении горных выработок в крепких породах и добыче полезных ископаемых является бурение шпуров и глубоких скважин. Как показывает технико-экономический анализ, из всех существующих способов механического бурения, лучшие показатели обеспечивают буровые установки и агрегаты, оснащенные мощными пневматическими перфораторами с независимым вращением инструмента.

Анализ отечественного и зарубежного опыта эксплуатации буровых машин этого типа свидетельствует о том, что их применение для целей отбойки руд в наиболее полной мере позволит решить проблему организации поточной добычи при применении новых прогрессивных систем разработки и значительно увеличить производительность труда.

В настоящее время рядом проектно-конструкторских организаций и заводов предложены различные конструктивные варианты перфораторов с независимым вращением инструмента. Однако ввиду их несовершенства, серийное производство этих машин, за исключением бурильной головки БГА-1 до сих пор практически не организовано. Это подтверждает необходимость создания и исследования конструкций перфораторов с независимым вращением.

В диссертационной работе на основе исследований советских и зарубежных ученых и обобщения опыта производства и эксплуатации перфораторов с независимым вращением определены основные направления совершенствования этих машин.

Выполнен комплекс экспериментальных исследований, аналитических и инженерных расчетов, позволивший создать высокопроизводительные ударные узлы для перфораторов с независимым вращением и определить основные направления по разработке привода вращающегося инструмента.



Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы, изложена на 105 страницах машинописного текста и содержит необходимый иллюстрационный материал.

Глава I

Область применения и анализ конструктивных особенностей перфораторов с независимым вращением инструмента

Развитие эффективных систем разработки полезных ископаемых при отбойке руд глубокими скважинами малого диаметра (60—85 мм) и создание производительных буровых кареток для бурения шпуров не может быть решено без наличия мощных перфораторов с независимым вращением инструмента. В главе проанализированы основные преимущества перфораторов с независимым вращением по сравнению с обычными перфораторами и станками с погружными пневмударниками. Наличие значительного крутящего момента позволяет вести бурение с усилиями подачи, необходимыми для стабильной работы ударного узла, высокая мощность которого обеспечивает эффективное разрушение горных пород.

В результате анализа большого количества отечественных и зарубежных перфораторов с независимым вращением установлено, что конструктивные и энергетические параметры существующих буровых машин зачастую не соответствуют условиям эффективного разрушения горных пород на забое.

Надежность перфоратора с независимым вращением во многом определяется правильностью выбора и конструктивного решения вращателя. Большинство существующих перфораторов имеет ударные узлы с весьма высоким удельным расходом сжатого воздуха, что является результатом несовершенства систем воздухораспределения. Проведенный в главе анализ конструктивных схем воздухораспределения и современных методов расчета пневмударных машин дает основание рекомендовать для перфораторов с независимым вращением бесклапанные ударные узлы, методика расчета которых должна быть уточнена.

В связи с этим в работе рассмотрены следующие основные вопросы.

1. Обоснование и выбор оптимальной системы воздухораспределения пневматической ударной машины (пневмударника) для перфораторов с независимым вращением.

2. Исследование основных конструктивных элементов и их влияния на энергетические параметры пневмударников (с получением необходимых данных для их расчета и конструирования).

3. Разработка конструкции и исследование новых высокопроизводительных пневматических ударных узлов для перфораторов с независимым вращением.

4. Исследование влияния скорости вращения инструмента на производительность бурения с целью обоснования рациональных параметров вращателей перфораторов.

Глава II

Методика исследований

В соответствии с поставленными задачами работа методически разделена на две части: исследование ударных узлов и вращателей перфораторов. При выполнении работы использовались методы лабораторных исследований и методы исследований и испытаний в производственных условиях.

Одной из задач работы была разработка единой методики для исследований и производственных испытаний пневмударников, которые до настоящего времени проводились на различных стендах, характеристики которых ничем не регламентированы, что затрудняет сопоставление полученных результатов.

В связи с тем, что от принятых условий испытаний в значительной степени зависят энергетические параметры пневмударников, были проведены специальные исследования и разработаны конструкции стендов.

В работе сформулированы основные требования к испытательным стендам, определяющим характер нажимного устройства и работопоглотителя.

В качестве нажимного устройства принят пневмоподатчик, который обеспечивает стабильный режим работы с усилием

$$Q = (1,1 \div 1,3) P \text{ кгс},$$

где P — внутренняя возмущающая сила пневмударника.

Основным условием стендовых исследований пневматических перфораторов является обеспечение стабильных режимов работы, близких к эксплуатационным. Известно, что скорость отскока поршня-ударника определяет режим работы бурильной машины, влияет на продолжительность цикла, величину хода, частоту и энергию удара. Получение при стендовых исследованиях величины скорости отскока поршня, соответствующей реальным производственным условиям является важнейшей предпосылкой достоверности эксперимента.

Коэффициент отскока $\left(K_0 = \frac{V_0}{V_y} \right)$ — отношение скорости отскока и скорости к моменту удара) в процессе бурения по-

стоянно изменяется и зависит от состояния инструмента и характера буримых пород, в связи с этим, при установлении характеристики работопоглотителя принят средний коэффициент $K_0 = 0,39—0,42$, полученный при бурении железистых кварцитов крепостью $f = 16—18$ нормально притупленной коронкой.

В лабораторных условиях коэффициент отскока определялся по величине сбрасываемого с определенной высоты груза и при обработке индикаторных диаграмм давления, при которой определяется скорость соударения и скорость отскока. Выбор типа и параметров работопоглотителя произведен на основании сравнительной оценки чугунного шабота, стальных поршней различной массы и блока горных пород. В результате исследований установлено, что коэффициент отскока при работе пневмоударной машины с поршневым работопоглотителем диаметром 150 мм на воздушной подушке 5 кг/см^2 и массой $m_p = (3,8—4,4) m_n$ равен $K_0 = 0,402$ и соответствует коэффициенту отскока при работе по породе $f = 16—18$.

При выборе типа и параметров работопоглотителя производилось по 5—7 замеров коэффициента отскока для каждого типа работопоглотителя. При этом коэффициент вариации составил 2,5—5%. Экспериментально было установлено, что коэффициент отскока не зависит от скорости соударения, а зависит лишь от соотношения соударяющихся масс. Стенд с такими работопоглотителями принят при выполнении настоящей работы.

Исследование ударных узлов производилось на основе индикаторных диаграмм давления в камерах прямого и обратного хода. Обработка диаграмм выполнялась по методике Б. В. Суднишникова.

Запись изменения давления сжатого воздуха в рабочих камерах осуществлялась с помощью датчиков давления мембранного типа, имеющих линейную характеристику. На мембрану из пружинной стали 65Г толщиной 1,2 мм наклеивается проволоочный тензодатчик сопротивления типа ПКБ — 20—200 с базой 20 мм и сопротивлением $200 \pm 3 \text{ ом}$. С целью исключения влияния температуры на величину показателя давления на внешнюю поверхность корпуса наклеивается компенсационный тензодатчик. В качестве электронного устройства для питания, усиления и передачи сигналов, поступающих от датчиков, был использован проволоочный электронный тензометр типа ПЭТ-ЗВМ с блоком питания СТВ-300. Регистрирующим прибором при проведении экспериментальной работы служил восьмишейфовый магнитоэлектрический осциллограф Н-102.

Перед началом каждой серии опытов производилось тарирование датчиков. После тарирования датчики устанавливались на перфоратор и производилась запись диаграмм давления при определенных режимах работы перфоратора. По окончании опытов производилось контрольное тарирование

датчиков. По результатам тарирования строился график, с помощью которого расшифровывали записи изменения давления сжатого воздуха на осциллограммах.

Обработка диаграмм давления дает возможность определить энергию единичного удара, число ударов, ход поршня, скорость поршня в момент соударения. Энергия единичного удара перфоратора контролировалась также посредством метода шариковых отпечатков. Для этого был использован струнный копер с приспособлениями. Отпечатки стального шарика диаметром 18 мм на образце из стали 45 получали при одновременном протягивании образца и нанесении ударов поршнем перфоратора по оправке с шариком. Постоянное прижатие оправки с шариком к стальной плите обеспечивается сжатым воздухом, подводимым к буртику оправки под давлением в 1 кг/см^2 . Тарирование стального образца производилось при нанесении отпечатков известной энергией удара при сбрасывании груза со струнного копра. Диаметры отпечатков замерялись универсальным микроскопом с точностью до 0,01 мм. По результатам замеров строились графики для определения энергии удара перфораторов. Расход сжатого воздуха при экспериментах определялся поплавковым расходомером В-10.

Принятые методы динамического исследования позволяют определять параметры пневмоударных машин, осуществлять доводку, определять степень совершенства конструкции и устанавливать характерные зависимости для каждой схемы воздухораспределения.

Исследование узлов вращения буровых машин выполнялось при стендовых и производственных испытаниях. На специально разработанном стенде производились исследования пневматических двигателей, используемых для вращателей современных отечественных конструкций мощных перфораторов. На стенде определяли характер изменения мощности двигателя с изменением числа его оборотов, изменение величины крутящего момента и расход сжатого воздуха. Было испытано 100 ротационных двигателей БУ-70А и 800 шестеренчатых БГА-1.

В производственных условиях при бурении скважин диаметром 70 мм станком БУ-70А по железослюдовым кварцитам $f = 16—18$ на шахте им. Губкина комбината КМАруда были проведены исследования режимов работы узла вращения станка. Бурение производилось при скорости вращения инструмента в 50, 80, 110 и 150 об/мин, усилие подачи при этом составляло 400, 500, 600 и 700 кг. При каждом значении скорости вращения и усилия подачи производилось 7 опытов.

Обработка результатов наблюдений производилась методами математической статистики.

Исследование рабочих процессов и работы некоторых конструктивных элементов пневмударников

В результате анализа конструктивных схем воздухораспределения было установлено, что для перфораторов с независимым вращением наиболее целесообразно применение бесклапанных пневмударных узлов. Для проверки этого вывода были проведены исследования рабочих процессов пневмударных узлов перфораторов БУ-70, БУ-70У, КБШ-1, БГА-1.

Бесклапанный пневмударник КБШ-1 имеет неотработанное воздухораспределение: кратковременный впуск при прямом ходе и преждевременный (ранний) на обратный ход, снижающие предупредительную скорость и энергию удара.

Ударный узел БГА-1 с клапанным воздухораспределением наиболее совершенный из исследованных дает резкое падение давления в камере прямого хода, присущее клапанному воздухораспределению.

Энергетические параметры исследованных машин приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование параметров	Марки пневмударников			
	БУ-70А	БУ-70	КБШ	БГА-1
1. Рабочее давление, кг/см ²	5	5	5	5
2. Время рабочего цикла, сек	0,033	0,023	0,0236	0,0208
3. Частота ударов, уд/мин	1820	2600	2540	2850
4. Энергия удара, кгм	13,3	11,8	9,0	8,65
5. Ударная мощность Л. С.	5,5	6,8	5,08	5,48
6. Скорость бойка в момент удара, м/сек	5,2	5,7	5,67	7,05
7. Расход воздуха, м ³ /мин	9,5	9,0	7,5	6,0
8. Удельный расход воздуха, м ³ /л. с. мин	1,75	1,32	1,48	1,1
9. Рабочий ход поршня, мм	45	45	35	40
10. Вес поршня, кг	9,9	7,15	5,5	3,4
11. Диаметр, мм	125	130	120	100

На основании анализа недостатков исследованных конструкций предложена новая конструктивная схема бесклапанного воздухораспределения, показанная на рис. 1 (авт. свид. № 250814), отличительной особенностью которой является впуск сжатого воздуха в рабочие камеры, осуществляемый индивидуальными распределительными устройствами. Для избежания потерь давления на входе в пневмударник (что присуще всем известным конструкциям) подача энергоносителя в ка-

меры прямого и обратного хода производится из аккумулирующих полостей, находящихся постоянно под сетевым давлением. Задний шток поршня также находится постоянно под сетевым давлением, благодаря чему улучшается запуск пневмударника и увеличивается среднее индикаторное давление, а следовательно, и энергия удара.

По предложенной конструктивной схеме была изготовлена модель пневмударника, позволившая исследовать различные варианты сочетания конструктивных параметров (ход поршня, момент впуска и выхлопа для камер прямого и обратного хода), что достигалось набором прокладок 1, 2, 3 и изменением длины проточек на штоках поршня 7.

Такая модель позволила провести исследования для определения оптимальных (максимальных) энергетических параметров и необходимых данных для установления основных расчетных зависимостей.

Анализ индикаторных диаграмм давления, полученных в исследуемых вариантах, позволил установить характерные участки. Кроме этого было замечено, что отношения параметров

$$\frac{t_0}{t_n} = K_1; \quad \frac{t_2}{T_n} = K_2; \quad \frac{P_3}{P_c} = K_3; \quad \frac{P_k}{P_c} = K_4; \quad \frac{t_n - t_2}{t_2} = \epsilon$$

имеют одинаковые значения для всех экспериментов.

При проведении исследований датчик регистрирует изменение давления в камере прямого хода (P_i), действующее на площадь ($F_n - f_{шт}$) без учета постоянного воздействия энергоносителя на задний шток поршня.

Действительное давление $P_{np} = P_i + \delta P$ (приведенное) можно получить расчетным и графическим методом

$$\delta P = \frac{f_{шт} (P_c - P_i)}{F_n}. \quad (1)$$

Диаграмма результирующей силы, действующей на поршень при прямом ходе поршня, имеет два характерных участка (рис. 2). На первом участке ($0 \leq t \leq t_2$) (до впуска энергоносителя в камеру обратного хода) зависимость результирующей силы от времени с большой точностью описывается параболической кривой с максимальным значением P_{max} при $t=0$, аналитическое уравнение которой имеет вид:

$$P = P_{max} \left[1 - \left(\frac{t}{t_2} \right)^2 + P_2 \left(\frac{t}{t_2} \right)^2 \right]. \quad (2)$$

На втором участке $t_2 \leq t \leq t_n$ результирующая сила может быть принята линейной и при допущении $P_2 = -P_3$ определяется выражением:

$$P = P_3 \frac{2t - t_n - t_2}{t_n - t_2}. \quad (3)$$

Для инженерных расчетов необходимо определить среднее индикаторное давление в камере прямого хода.

Допущение Б. В. Суднишникова о прямолинейном характере изменения давления на участке от начала прямого хода до начала выхлопа справедливо для клапанного воздухораспределения и не может быть принято в рассматриваемых пневмоударниках. В бесклапанных пневмоударниках, как указывалось выше, этот участок описывается параболической кривой и среднее индикаторное давление при прямом ходе определяется выражением

$$P_{cp} = \frac{2}{3} \left(P_c + \frac{P_k}{2} \right). \quad (4)$$

Расчет скорости поршня к моменту удара определяется по диаграмме результирующей силы с учетом значения ее на I и II участке.

Уравнение движения поршня

$$M \frac{dv}{dt} = P, \quad (5)$$

где M — масса поршня;

$\frac{dv}{dt}$ — ускорение поршня;

P — результирующая сила.

Подставив в уравнение (5) значение P для первого и второго участка и выполнив преобразования, находим значение скорости и энергии удара

$$V = \frac{t_2}{3M} (2P_{max} - P_3), \quad (6)$$

$$A = \frac{t_2^2}{18M} (2P_{max} - P_3)^2. \quad (7)$$

Величина хода поршня определяется по диаграмме результирующей силы для первого и второго участка выражением

$$S = \frac{t_2^2}{12M} \{ P_{max} (5 - 8\epsilon) - P_3 [1 + 2\epsilon (2 + \epsilon)] \}. \quad (8)$$

При инженерных расчетах энергетических и кинематических параметров пневмоударников удобнее пользоваться уравнениями, полученными с учетом безразмерных параметров.

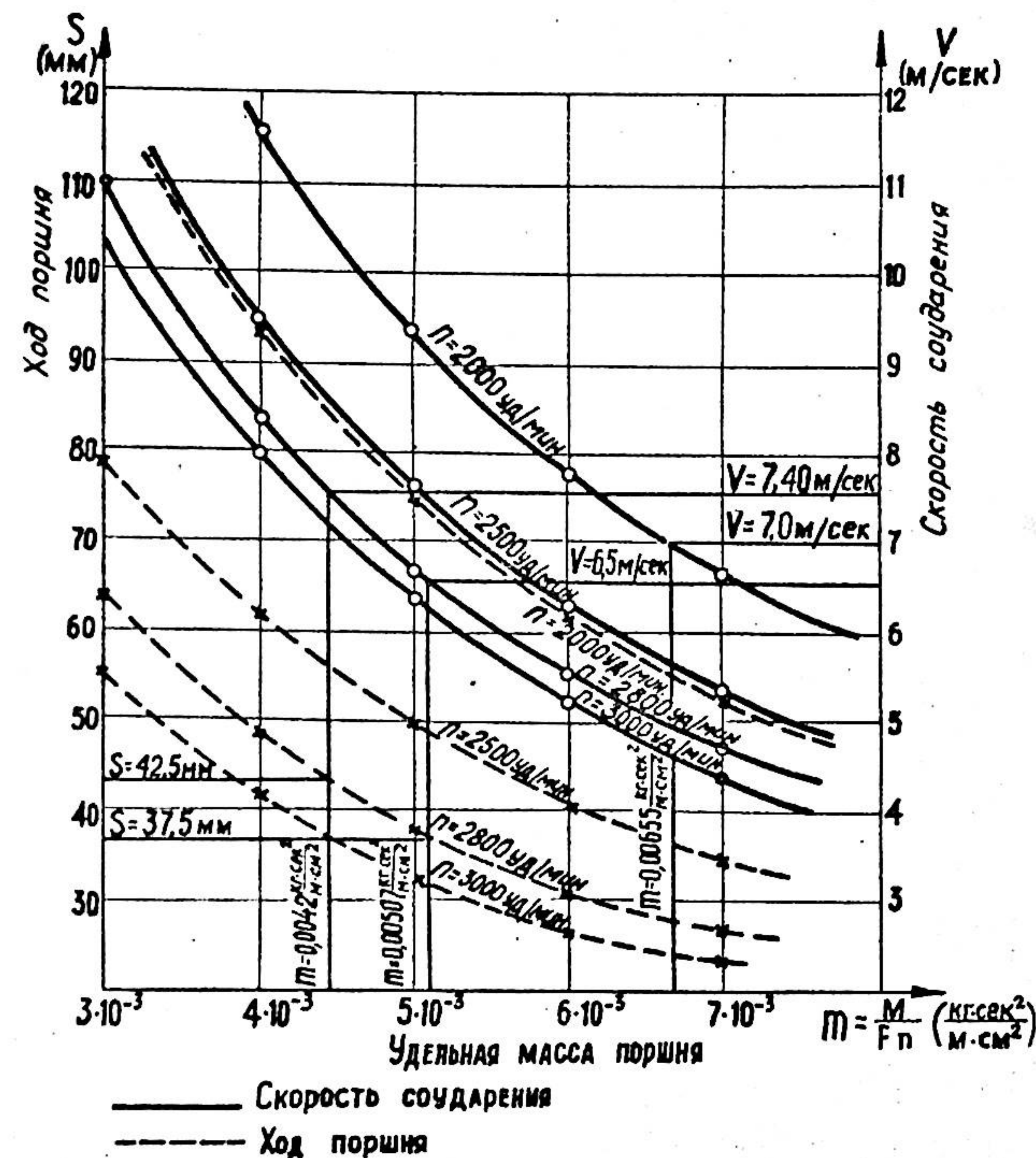


Рис. 3 Зависимость скорости и пути поршня от удельной массы бесклапанного пневмоударника.

энергии удара соответственно 10^3 и 10^4 Дж. Сравнительный анализ кинематических диаграмм этих машин показала хорошее совпадение расчетных данных с фактическими.

На втором участке $t_2 \leq t \leq t_n$ результирующая сила может быть принята линейной и при допущении $P_2 = -P_3$ определ

При инженерных расчетах энергетических и кинематических параметров пневмоударников удобнее пользоваться уравнениями, полученными с учетом безразмерных параметров.

$$K_2 = \frac{t_2}{t_n} = 0,37; \quad K_3 = \frac{P_3}{P_{\max}} = 0,5; \quad \epsilon = \frac{t_n - t_2}{t_2} = 0,177.$$

Подставив безразмерные параметры в уравнение (8) и приняв

$$t_2 = K_2 \cdot T_n = K_2 \cdot \frac{60}{n} \text{ и } P_{\max} = P \cdot F, \text{ получаем}$$

$$S = \frac{300 \cdot P \cdot F}{M \cdot n^2}, \quad (9)$$

$$V = \frac{18,5 \cdot P \cdot F}{M \cdot n}, \quad (10)$$

$$A = \frac{170 \cdot P^2 \cdot F^2}{M \cdot n^2}. \quad (11)$$

На основании полученных расчетных зависимостей построены графики для определения основных параметров вновь проектируемых пневмоударников (рис. 3). Графики построены для различного числа ударов (2000, 2500, 2800, 3000 уд/мин) и позволяют установить зависимость скорости и пути поршня от его удельной массы.

В работе определено оптимальное соотношение сечений штока и поршня. Исследования проводились для вновь разработанных пневмоударников П-110М и П-110Б (диаметр штока и втулки изменялся от 40 до 65 мм через каждые 5 мм при постоянном сечении 71,2 см²) и БГА-1Б (диаметр штока изменялся от 35 до 60 мм через 5 мм при сечении $F_0 = 59 \text{ см}^2$).

Для каждого значения $\frac{f_{\text{шт}}}{Fn}$ определялись энергетические параметры (энергия удара, число ударов и ударная мощность). Исследованиями установлено, что при соотношении сечения штока и поршня равном 0,26—0,34, достигается максимальное значение ударной мощности.

Результаты проведенных исследований и полученные расчетные зависимости положены в основу разработки новых пневмоударников.

Первые две модели П-110М и П-110Б предназначены для работы на тяжелых перфораторах типа БГУ-70 и БГВ-70 с энергией удара соответственно 10,8 и 15 кГМ. Обработка индикаторных диаграмм этих машин показала хорошее совпадение расчетных данных с фактическими.

$$S = \frac{t_2^2}{12M} \{P_{\max} (5 - 8\epsilon) - P_3 [1 + 2\epsilon (2 + \epsilon)]\}. \quad (8)$$

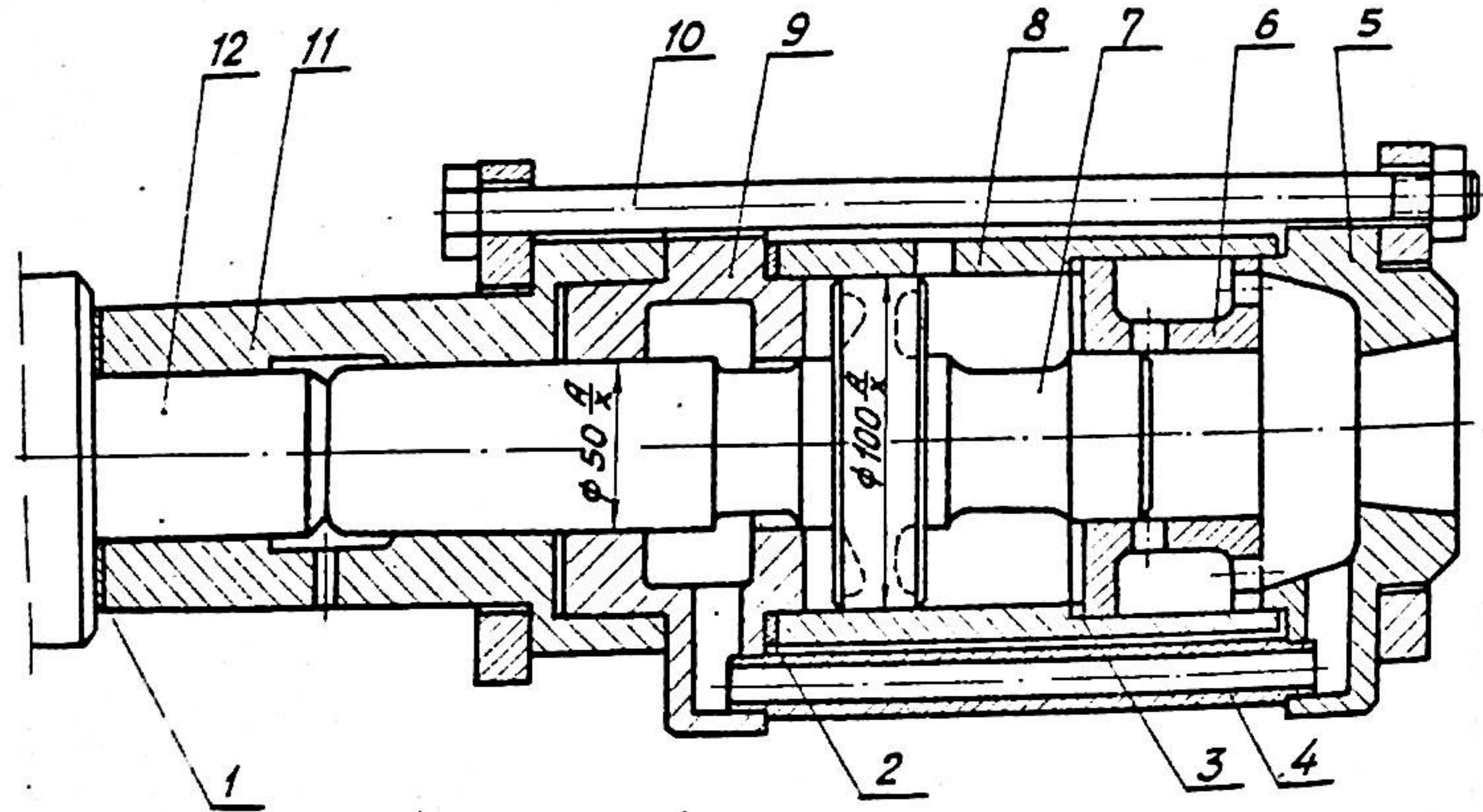
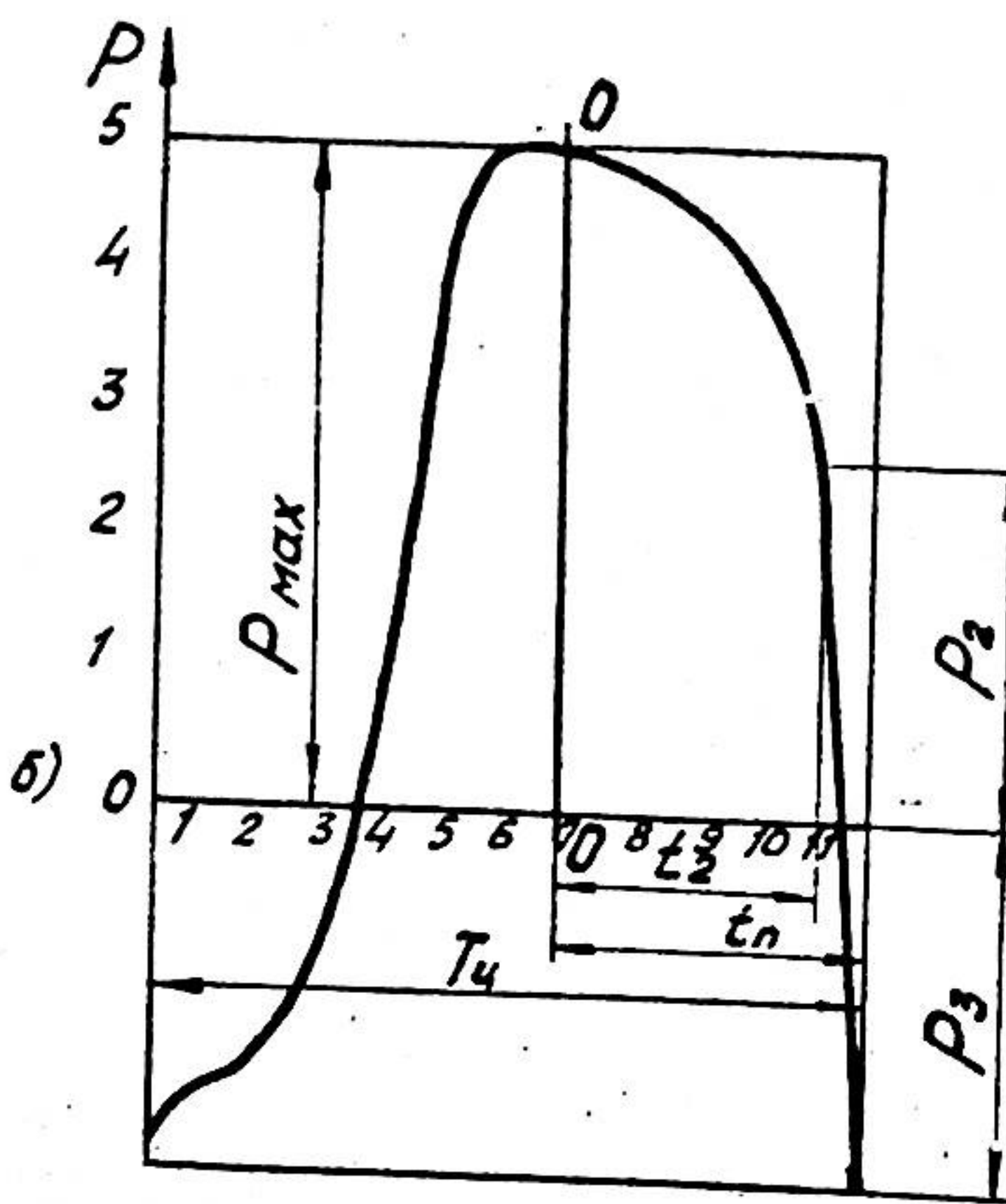
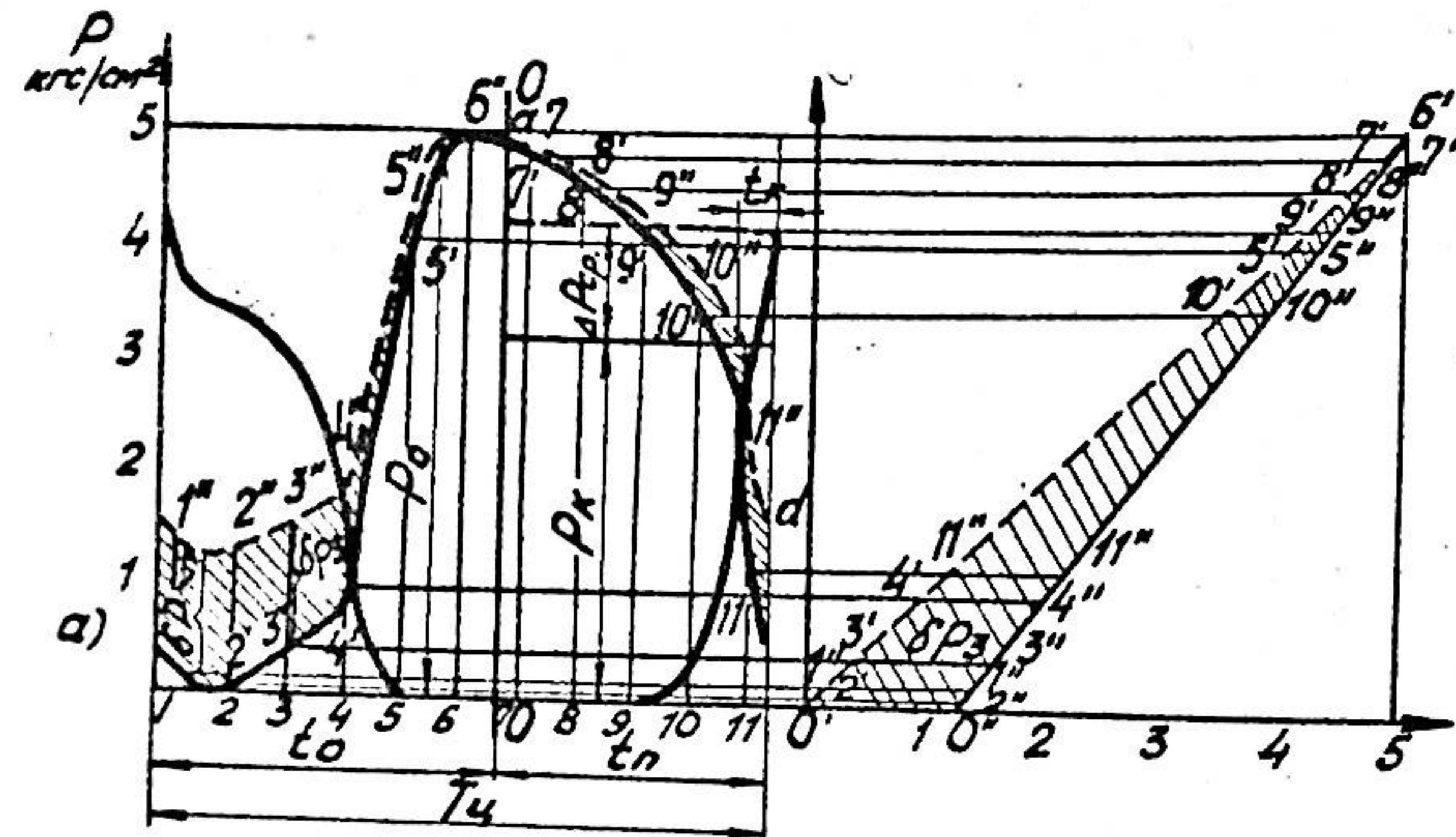


Рис. 1 Новый бесклапанный пневмоударник
(авторское свидетельство № 250814)

6 - задняя втулка, 7 - поршень, 8 - цилиндр,
9 - передняя втулка.



а) Графическое определение приращення к среднему индикаторному давлению от действия постоянного сетевого давления на шток поршня.

б) Диаграмма результирующей силы, действующей на поршень пневмоударника в течение рабочего цикла.

Рис. 2 К анализу индикаторных диаграмм давления новых бесклапанных пневмоударников.

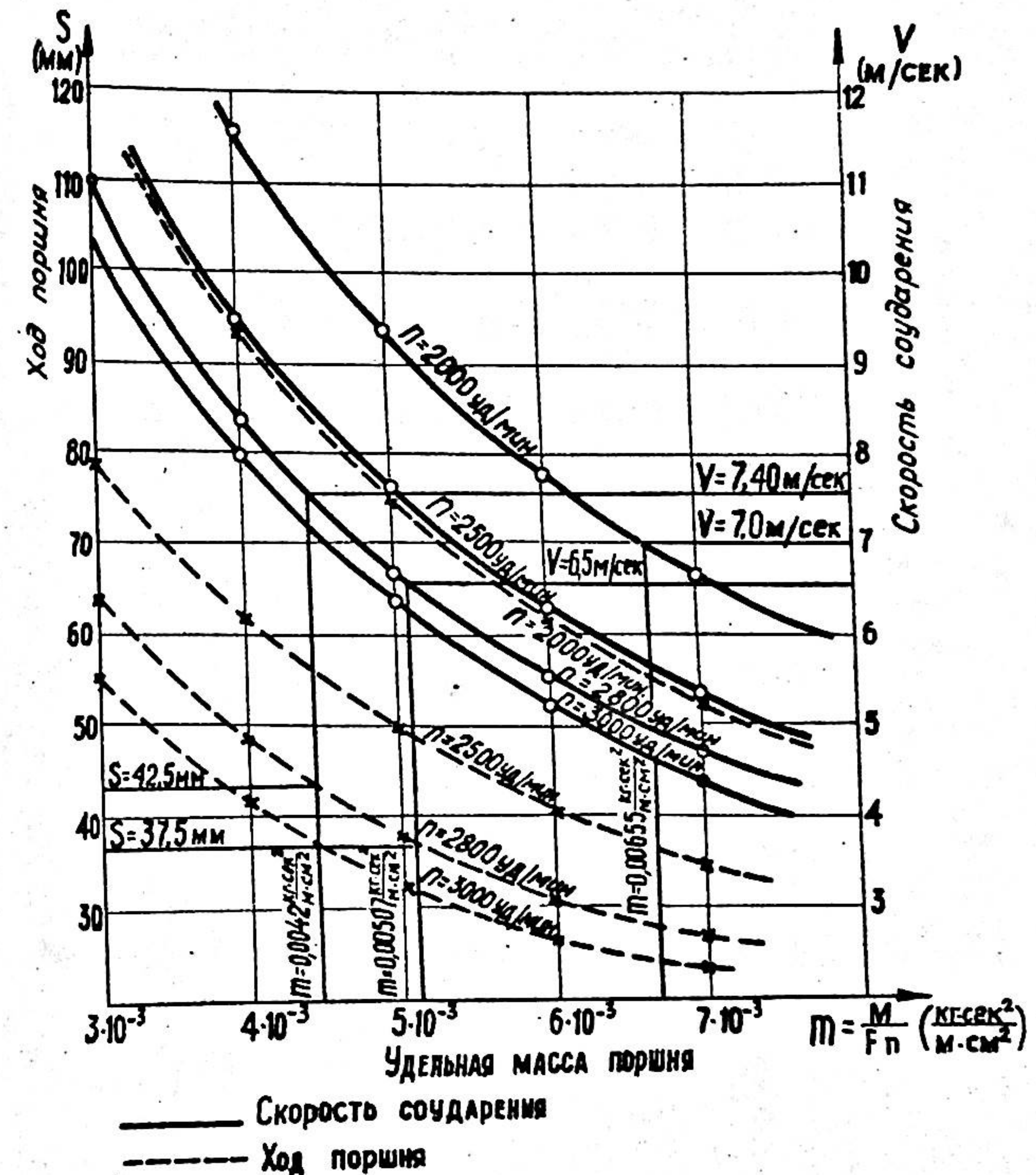


Рис. 3 Зависимость скорости и пути поршня от удельной массы бесклапанного пневмоударника.

Отработанные конструкции пневмоударников использованы при проектировании новых перфораторов с независимым вращением и приняты институтом Гипромашобогатение для установки на буровых машинах.

Вторая модель бесклапанного пневмоударника (авт. свид. № 250814) разработана для бурильной головки БГА-1 вместо ранее применяемого ударного узла от перфоратора ПТ-36.

Глава IV

Исследование влияния скорости вращения инструмента на производительность бурения с целью обоснования рациональных параметров вращателей перфораторов

В IV главе диссертационной работы проведены исследования, явившиеся основой для определения рациональных конструктивных параметров вращателей перфораторов. Было установлено, что из всех известных конструкций наиболее работоспособными являются перфораторы, вращатели которых представлены роторными двигателями с редукторами.

Опыт промышленной эксплуатации серийных буровых машин БУ-70, ВП-80, КБШ-1, БГА-1 показал, что скорость вращения инструмента в значительных пределах изменяет его стойкость. Исследования, проведенные на шахте им. Губкина комбината КМАруда, позволили установить, что увеличение скорости вращения инструмента не ведет к росту скорости бурения.

Проведенные при участии автора работы сравнительные испытания буровых станков БУ-70А и ВП-80 на руднике им. Р. Люксембург треста Ленинруда (Кривой Рог) при общем объеме буровых работ 1839,9 км по породам крепостью $f=12-20$, позволили установить, что стойкость коронок до затупления у станка БУ-70А ниже в 1,9 раза по сравнению со станком ВП-80 (табл. 2).

Таблица 2

№ п.п.	Наименование показателей	Тип станка	
		БУ-70А	ВП-80
1	Пробурено скважин с хронометражными наблюдениями, п. м.	517,5	587,5
2	Отработано	76	33
3	Фактическая производительность, м/смену	6,8	17,8
4	Чистая скорость бурения, мм/мин	84,6	108,5
5	Количество замененных коронок (затупленных), шт.	364	214
6	Износостойкость коронки до замены (затупления), м	1,42	2,74

Как видно из приведенных данных, разница в стойкости инструмента и скорости бурения показывает, что возможность плавной регулировки скорости вращения инструмента в диапазоне 50—30 об/мин на станке ВП-80 позволяет существенно снизить абразивный износ долот по сравнению со станком БУ-70А, конструкция вращателя которого не позволяет обеспечить процесс бурения при скорости вращения менее 50 об/мин. Данные по расходу инструмента приведены в табл. 3.

Таблица 3

Наименование инструмента	Ед. изм.	Станок ВП-80		Станок БУ-70А	
		на объем 961 м	на 1 м скважины	на объем 878 м	на 1 м скважины
Коронки	шт.	77	0,08	115	0,131

Таким образом, проведенные промышленные эксперименты, в ходе которых выполнен значительный объем буровых работ и обработано около 600 шт. коронок, позволили установить, что рациональный с точки зрения обеспечения наиболее высокой производительности процесса разрушения и стойкости бурового инструмента диапазон скоростей вращения составляет 30—50 об/мин (для пород $f=12-20$).

Опыт изготовления и эксплуатации перфораторов с независимым вращением свидетельствует о том, что их энергетические и конструктивные параметры не обеспечивают работу бурового инструмента с рациональными скоростями вращения, что является серьезным препятствием при их внедрении. Вращатели серийных машин конструктивно сложны, многодетальны, имеют большой вес и габариты. Так, буровая машина БГА-1 при весе ударного узла 28 кг имеет общий вес 150 кг, а БУ-70А при весе ударного узла 59 кг—180 кг. Остальная разница веса приходится на корпусные и соединительные детали вращателя.

Изложенные в IV главе результаты исследований приводов вращателей и анализ многолетнего опыта изготовления и совершенствования машин, серийно выпускаемых Старооскольским механическим заводом, позволяют обосновать технико-экономические требования на разработку независимых вращателей мощных перфораторов. В качестве привода вращателя целесообразно использовать ротационные (пластинчатые) двигатели, которые при сравнимой мощности с другими типами пневмодвигателей, имеют существенно меньший вес и количество деталей, что обуславливает более высокую работоспособность их при ударных и вибрационных нагрузках. Энерге-

тические параметры ротационных двигателей должны быть согласованы с рациональной для крепких пород скоростью вращения бурового инструмента 30—50 об/мин. Это может быть достигнуто при использовании редукторов с передаточным отношением $i=60 \div 80$.

Глава V

Повышение надежности и экономичности ударного узла машины БГА-1 с независимым вращением

Здесь рассмотрены вопросы повышения надежности ударного узла БГА-1, улучшения воздухораспределения и повышения механической прочности. Разработанная конструкция нового бесклапанного ударного узла, примененная на модернизированной головке БГА-1М позволила повысить производительность на 10% и сократить расход сжатого воздуха на 1 м³/мин.

Повышенная надежность БГА-1М позволила заводу увеличить гарантийный срок службы машины в 1,5 раза. Годовой экономический эффект, получаемый в результате применения нового бесклапанного пневмоударного узла в БГА-1М только за счет снижения расхода сжатого воздуха составляет 131,3 тыс. руб. (из расчета плана производства Старооскольского механического завода на 1971 г. — 1000 шт.).

Заключение

1. На основе экспериментальных и теоретических исследований разработана оригинальная конструктивная схема и создан ряд бесклапанных пневмоударников (П-110М, П-110Б, БГА-ГМ авт. свид. № 250814). Исследованы закономерности рабочего цикла этой схемы, что позволило предложить методы аналитического и графического определения оптимальных параметров машин пневмоударного действия.

2. Этими работами обоснована перспективная конструктивная схема современной бурильной машины ударно-вращательного действия.

3. Установлена необходимость оптимизации скорости вращения бурового инструмента и применение скорости вращения 30—70 об/мин при диаметре долота 70 мм.

4. Выполненные экспериментальные исследования позволили создать оригинальный стенд для испытания пневмоударников, обеспечивающий полную аналогию условий эксперимента с реальными условиями бурения.

5. Разработанный пневмоударный узел для перфоратора с независимым вращением БГА-1 позволил увеличить срок службы буровой машины в 1,5 раза.

6. Годовой экономический эффект, полученный в результате усовершенствования БГА-1 составляет 131 300 руб. (из расчета 1000 шт. производственной программы Старооскольского механического завода).

Основные материалы диссертации опубликованы в следующих работах автора:

1. Исследование колонковой буровой машины ПК-5Н с независимым поворотом бура. Сб. «Вопросы подземной и открытой разработки железных руд в Криворожском бассейне». «Наукова думка», 1968, № 15 (соавторы А. Ф. Пономарчук, Л. А. Шаблій и др.).

2. Коронки для бурения скважин пневмоударниками. «Цветная металлургия», 1967, № 10 (соавтор Л. Е. Крол).

3. Вращатель бурильной машины. Авт. свид. № 253706. «Бюллетень изобретений», 1969, № 31 (соавторы М. С. Зарубин и др.).

4. Пневмоударный механизм. Авт. свид. № 250814. «Бюллетень изобретений», 1969, № 27 (соавторы М. С. Зарубин и др.).

5. Буровой станок с дифференциально-винтовой подачей. Авт. свид. № 250818. «Бюллетень изобретений», 1969, № 27 (соавторы А. Ф. Пономарчук и др.).

6. Погружной пневмоударник. Авт. свид. № 229369. «Бюллетень изобретений», 1969, № 33 (соавторы М. С. Зарубин и др.).

7. Погружной пневмоударник. Авт. свид. № 279523. «Бюллетень изобретений», 1970, № 27 (соавторы М. С. Зарубин, Е. И. Адухов и др.).

Диссертация была доложена на техническом совете научно-исследовательского горнорудного института (НИГРИ г. Кривой Рог), НТС ВНИИПТуглемаш, Старооскольском механическом заводе и ряде отраслевых совещаний.

Л 130279 10/IX 1971 г. Объем 1 п. л. Зак. 543. Тир. 100
Типография Московского ордена Трудового Красного Знамени горного института.
Ленинский проспект, 6