

6
А-43

АКАДЕМИЯ НАУК КИРГИЗСКОЙ ССР
ОБЪЕДИНЕННЫЙ УЧЕНЫЙ СОВЕТ ПО ЕСТЕСТВЕННЫМ И ТЕХНИЧЕСКИМ НАУКАМ

На правах рукописи

Аспирант И. Д. ШАПОШНИКОВ

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВЫХ УДАРНЫХ ИМПУЛЬСОВ
С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ
ВРАЩАТЕЛЬНО-УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ
БУРИЛЬНЫХ МАШИН**

172 — Горные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание
ученой степени
кандидата технических наук

ФРУНЗЕ, 1969

АКАДЕМИЯ НАУК КИРГИЗСКОЙ ССР
ОБЪЕДИНЕННЫЙ УЧЕНЫЙ СОВЕТ ПО ЕСТЕСТВЕННЫМ И ТЕХНИЧЕСКИМ НАУКАМ

На правах рукописи

Аспирант И. Д. ШАПОШНИКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВЫХ УДАРНЫХ
ИМПУЛЬСОВ С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ
ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ВРАЩАТЕЛЬНО-
УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ БУРИЛЬНЫХ МАШИН

172 — Горные машины

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание
ученой степени
кандидата технических наук

ФРУНЗЕ, 1969

ВВЕДЕНИЕ

Бурение шпуров и скважин представляет собой наиболее тяжелый и трудоемкий процесс при добыче полезных ископаемых. В последние годы для бурения шпуров и скважин диаметром $40 \div 60$ мм в горных породах с коэффициентом крепости $8 \div 16$ (по классификации проф. М. М. Протодьяконова) расширяется применение мощных высокопроизводительных машин вращательно-ударного действия. Эти машины обеспечивают постоянное прижатие бура к горной породе и к корпусу вращательно-ударного механизма с усилием $400 \div 1800$ кг, нанесение по буру продольных ударов энергией $3 \div 15$ кгм и частотой $2000 \div 6000$ уд/мин, независимое от ударника вращение бура со скоростью $100 \div 300$ об/мин и крутящим моментом $10 \div 30$ кгм. Такие машины позволяют значительно увеличить скорость проходки горных выработок, а также облегчить и улучшить условия труда рабочих. Однако ряд причин, в том числе низкая долговечность ($70 \div 250$ часов работы) наиболее нагруженных элементов вращательно-ударного механизма, сдерживает дальнейший рост производительности буровых работ и не позволяет полностью использовать возможности вращательно-ударного способа бурения.

Известные исследования показали, что одной из основных причин разрушения деталей вращательно-ударного механизма является действие волновых ударных импульсов сил, которые генерируются бойком механизма и отражаются от горной породы. Амплитуда этих импульсов составляет $5000 \div 15000$ кг, а вызываемые ими напряжения превышают в ряде случаев предел усталости материала деталей. Необходимость создания бурильных машин небольших габаритов и веса требует изыскания способов снижения амплитуды ударных импульсов при сохранении или увеличении коэффициента использования энергии удара, потери которой в процессе разрушения пород достигают $20 \div 65\%$.

Таким образом, задачи снижения амплитуды волновых ударных импульсов, действующих на элементы вращательно-ударных механизмов бурильных машин, и задачи повышения коэффициента использования энергии этих импульсов представляются актуальными в теории и практике бурения шпуров и скважин. Эти задачи и рассматриваются в реферруемой диссертационной работе.

Глава I.

Обзор конструкций вращательно-ударных механизмов и известных исследований ударных импульсов

Высокая эффективность вращательно-ударного способа бурения вызвала большой интерес к нему исследователей и конструкторов. Это является одной из причин создания с момента появления (1950 г.) до настоящего времени более 30 конструкций вращательно-ударных механизмов, различающихся по устройству и параметрам. При этом обращает на себя внимание тот факт, что только одна треть этих механизмов выпускалась или выпускается серийно, остальные же изготавливались лишь в виде опытных образцов, представляя собой результат поиска лучших вариантов. В работе приведены общие виды и технические данные 25 наиболее известных вращательно-ударных механизмов бурильных машин.

В большинстве механизмов применены самые надежные в настоящее время пневматические ударные механизмы и двигатели вращателя бура. Однако намечается тенденция к замене относительно дорогой пневмоэнергии на более дешевую энергию жидкости, находящейся под давлением 50 ÷ 100 атм, или на электрическую. В частности, в механизмах БВГ и УСБР вращение бура обеспечивается гидромотором, а ударник работает на сжатом воздухе, в механизмах БКГ и БГГ вращатель и ударник гидравлические и в одном из механизмов вращение бура обеспечивается электромотором, а ударник представляет собой оригинальный кривошипно-шатунный механизм. По экономичности гидравлические и механические вращательно-ударные механизмы намного превосходят пневматические, однако пока гораздо более уступают им по надежности в работе и соответственно по общей эффективности процесса бурения. Задачи же снижения амплитуды ударных нагрузок на элементы ударных узлов актуальны для всех рассмотренных механизмов вне зависимости от вида энергии. Частично эти задачи получили разрешение в конструкциях механизмов МБУ и

СБВ, где двигатель и часть редуктора вращателя полностью отделены от ударника, и в механизме БГА-1, в котором между вращателем и редуктором установлен пневморезиновый амортизатор. При этом исключены или значительно уменьшены продольные вибрации и удары, передаваемые вращателю, но детали ударного механизма и упорного узла буровой штанги остаются под действием неизменных прямых и отраженных импульсов.

С целью снижения амплитуды отраженных импульсов в механизмах ВУВБ-1, ДК7ЕСА, БКГ, БА-1, КБШ и БУ-70 между хвостовиком бура и шпинделем вращателя установлены различные амортизаторы в виде тарельчатых пружин, объемно сжатой резиновой втулки и параллельно соединенных коротких винтовых пружин. При этом следует отметить появившийся в последнее время повышенный интерес конструкторов к установке амортизаторов, так как уже при жесткости порядка 4000 кг/мм амортизатор позволяет в 2 ÷ 3 раза снизить амплитуды ударных нагрузок.

Стремление уменьшить амплитуду начального импульса путем удлинения бойка при сохранении энергии удара, выравнивания по длине и приближения площади сечения его и хвостовика бура к сечению буровой штанги реализовано лишь в двух из рассмотренных механизмах, ВП-80 и 1-RD-475. В остальных механизмах конструкции бойков и хвостовиков отличаются резкими изменениями площади сечения, а также наличием концентраторов напряжений, при этом формы их настолько разнообразны, что не представляется возможным определить, преследовались ли при их создании цели снижения амплитуды импульсов и снижения потерь энергии удара.

Во вращательно-ударных механизмах, предназначенных для бурения шпуров в крепких горных породах, намечается тенденция к снижению осевого усилия прижатия бура к горной породе (400 ÷ 600 кг). В таких механизмах упорный узел включает подшипники скольжения. В остальных же механизмах применяют упорные шарикоподшипники, обеспечивающие малые потери на трение, но недостаточно долговечные вследствие больших импульсных нагрузок и жестких требований к габаритам механизма.

Таким образом, обзор наиболее известных вращательно-ударных механизмов показывает, что задачи снижения амплитуды ударных нагрузок при сохранении или увеличении энергии удара, так и коэффициента ее использования, и вопросы выбора оптимальной конструкции в настоящее время разрешены лишь частично, и для полного разре-

шения их необходимы дополнительные специальные исследования.

Современное состояние теории ударного бурения шпуров и скважин малого диаметра характеризуется многочисленными исследованиями волновых ударных импульсов, что можно считать качественно новым этапом ее развития. Импульсы, генерируемые бойками бурильных машин и бойками, близкими им по геометрии, процесс прохождения импульсов по многоступенчатой стержневой системе и процесс внедрения долота в горную породу под действием ударного импульса исследовали Арндт, Фишер, Ферхарст, Шрейнер Л. А., Эйгелес Р. М., Алимов О. Д., Остроушко И. А., Александров Е. В., Соколинский В. Б., Андреев В. Д., Иванов К. И., Саймон, Рейхмус и другие ученые. Основные результаты их исследований, относящиеся к рассматриваемым в работе вопросам, следующие: разработаны методы достаточно точной регистрации формы импульсов — закона изменения силы во времени; на основе одномерной волновой теории удара разработаны инженерные методы расчета импульсов, генерируемых цилиндрическими ступенчатыми бойками, и методы учета скругления торца, дающие хорошее согласование с экспериментом; определены потери энергии импульса при движении его по гладкой буровой штанге и в соединениях; установлен скачкообразный процесс разрушения горной породы и для некоторых конкретных случаев получены экспериментальные зависимости „сила-внедрение“; на основе волнового соотношения между силой и скоростью частиц стержня, охваченного волновым движением, разработаны методы анализа процесса разрушения горной породы по зарегистрированным начальным и отраженным импульсам и получены аналитические зависимости, описывающие ряд конкретных случаев внедрения долота в горную породу под действием волновых импульсов различной формы; аналитически и экспериментально показано, что при сечении бойка не меньшем, чем сечение буровой штанги, и при практически плоских торцах ($R = 200 \div 300$ мм) в энергию импульса переходит 95 ÷ 98% энергии бойка, что с уменьшением амплитуды импульса и приближением его формы к прямоугольной уменьшаются потери энергии при движении его по буровой штанге, что бойки с сечениями, близкими к сечению штанги, генерируют импульсы меньшей амплитуды и энергоемкость разрушения горной породы при этом ниже, чем при применении бойков большего сечения, и ряд других закономерностей.

Нагрузки, возникающие при бурении в элементах вращательно-ударных механизмов, измеряли Серов Я. А., Бой-

ков В. В., Медовый Ю. А., Тюнин А. А., Рындин В. П., Андреев В. Д. и другие исследователи. При этом выявлено, что: нагрузки на упорный узел механизма вызываются действием на него импульсов, отраженных от горной породы; основными причинами разрушения наименее долговечных деталей являются начальные и отраженные импульсы; у буртика хвостовика бура образуются зоны опасных напряжений и ряд других явлений, характерных для процесса вращательно-ударного бурения.

Обзор известных исследований волновых ударных импульсов показал, что теория ударного бурения интенсивно обогащается новыми данными и аналитическими решениями, однако их недостаточно для разрешения поставленных задач. Недостаточно в настоящее время используется мощный аппарат математической физики, разработанный для исследования электрических импульсных цепей и явлений гидроудара, хотя процессы, протекающие при этом, по существу близки к волновым процессам ударного бурения. Применение этого аппарата позволяет получить общие решения изучаемых процессов и произвести их всестороннее исследование при непрерывных изменениях параметров. Отсутствуют методы расчета импульсов, действующих на все элементы вращательно-ударных механизмов. Неизвестны методы расчета эффективности применения амортизаторов.

Обзор конструкций вращательно-ударных механизмов и исследований ударных импульсов позволил определить необходимое основное направление работы:

- а) произвести сравнительный анализ импульсов, генерируемых бойками различной формы;
- б) изучить влияние формы начальных импульсов и параметров системы „штанга-долото-горная порода“ на процесс внедрения и образование отраженных импульсов;
- в) разработать методику расчета процесса прохождения импульсов по элементам вращательно-ударного механизма и методику расчета эффективности работы амортизаторов;
- г) экспериментально проверить теоретические исследования;
- д) определить необходимые рекомендации по увеличению эффективности работы вращательно-ударных механизмов бурильных машин.

Теоретическое исследование процесса внедрения лезвия бурового инструмента в горную породу под действием волновых ударных импульсов различной формы

Для описания процесса внедрения инструмента в горную породу и получения общих решений применены отдельные методы математической физики, используемые в последнее время для расчета электрических импульсных цепей и явления гидроудара. Исследования проведены в предположении приемлемости допущений одномерной волновой теории продольного удара. При этом сравнивались импульсы равных энергий, генерируемые бойками равных масс, но различной формы. За основу приняты параметры прямоугольного импульса, генерируемого бойком одинакового материала и равного сечения с буровой штангой при условии плоских торцов:

$$P_0 = -\frac{V_0}{2a} EF_0, T_0 = \frac{2l_0}{a}, \quad (1)$$

где P_0 — амплитуда импульса, V_0 — скорость бойка, E — модуль упругости, F_0 — сечение буровой штанги, $a = \sqrt{E/\rho}$ — скорость распространения волнового импульса, ρ — плотность, T_0 — длительность импульса, l_0 — длина бойка.

Известные формулы импульсов приведены к виду, удобному для сравнительного функционального анализа путем выражения их через параметры P_0 и T_0 и использования единичной функции Хевисайда, равной нулю при значениях аргумента меньших нуля и равной единице при значениях аргумента больших нуля:

$$1(z) = \begin{cases} 0, & \text{при } z < 0, \\ 1, & \text{при } z > 0. \end{cases} \quad (2)$$

а) Импульс, генерируемый бойком равного сечения со стержнем (прямоугольный):

$$P_0(t) = P_0[1(t) - 1(t - T_0)]. \quad (3)$$

б) Импульс, генерируемый абсолютно жестким (несжимаемым) бойком, имеет экспоненциальную форму и бесконечную длительность (длину):

$$P^*(t) = 2P_0 e^{-2\frac{t}{T_0}} 1(t). \quad (4)$$

Однако для этого импульса эффективная длительность (длительность начального участка, в котором содержится 95%

всей энергии) невелика и составляет $0,75T_0$.

в) Импульс, генерируемый цилиндрическим бойком большего сечения, чем стержень, имеет ступенчатую форму и бесконечную длительность:

$$P^{**}(t) = 2P_0 \frac{r}{r+1} \left[1(t) - \frac{2}{r+1} 1\left(t - \frac{T_0}{r}\right) - \frac{2}{r+1} \left(\frac{r-1}{r+1}\right) 1\left(t - \frac{2T_0}{r}\right) - \frac{2}{r+1} \left(\frac{r-1}{r+1}\right)^2 1\left(t - \frac{3T_0}{r}\right) - \dots \right] \quad (5)$$

где $r = F_1/F_0$ — отношение площадей сечений бойка и стержня.

Эффективная длительность этого импульса зависит от r и находится в пределах $(0,75 \div 1)T_0$.

г) Анализ конструкций реальных бойков вращательно-ударных механизмов и стремление найти наиболее общее решение для описания ударного импульса, генерируемого бойками различной формы, привели к необходимости рассмотрения задачи продольного удара по стержню кониче-

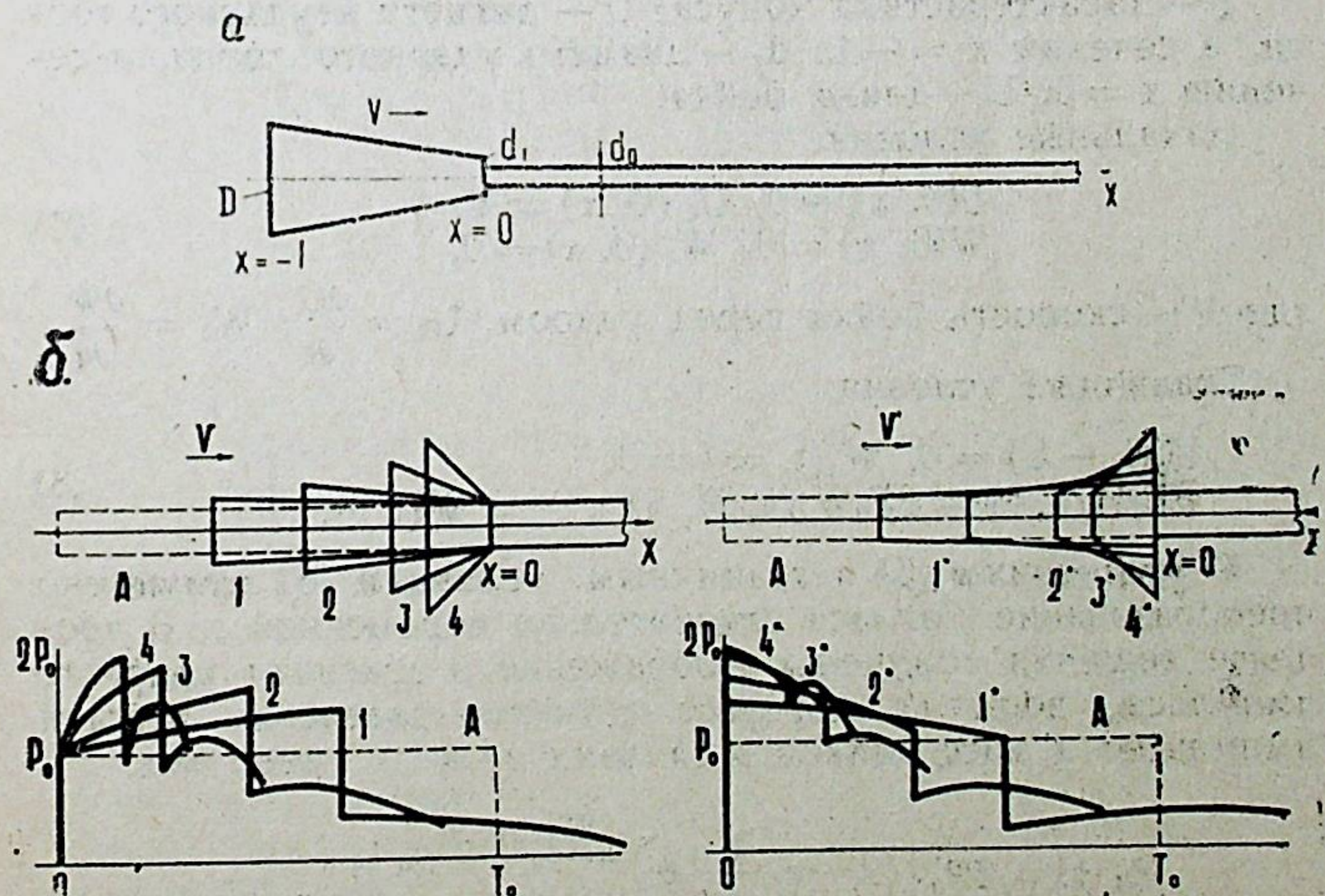


Рис. 1. Продольный удар по стержню коническим бойком

а) расчетная схема
б) форма генерируемых импульсов

$$A) P_0 = -\frac{V}{2a} EF_0, T_0 = \frac{2L}{a};$$

- 1) $n = 1,5, r = 1$; 2) $n = 2, r = 1$; 3) $n = 3, r = 1$; 4) $n = 4, r = 1$;
- 1*) $n = 2/3, r = 2,25$; 2*) $n = 1/2, r = 4$; 3*) $n = 1/3, r = 9$;
- 4*) $n = 1/4, r = 16. n = D/d, r = d_1^2/d_0^2$.

ским бойком. (рис. 1). При решении этой задачи приняты допущения одномерной волновой теории удара. Торцы бойка и стержня считаются идеально плоскими.

Уравнения движения сечений имеют вид: для бойка

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \frac{F'}{F} \cdot \frac{\partial U}{\partial x} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = 0, \quad -L < x < 0, t > 0, \\ \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \cdot \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = 0, \quad 0 < x < \infty, t > 0, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

для стержня

где U, W — смещение частиц сечения x в момент t ; a — скорость распространения волны смещений (материалы бойка и стержня одинаковы);

$$F' = dF/dx, \quad F = F_1(1 - qx)^2, \quad q = (D - d_1)/d_1L,$$

F — площадь сечения; F_1 — площадь сечения бойка в точке $x = 0$;

q — характеристика конуса; D — диаметр неударного торца, в сечении $x = -L$; d_1 — диаметр ударного торца, в сечении $x = 0$; L — длина бойка.

Начальные условия:

$$\left. \begin{aligned} U(0, x) = 0, \quad U_t(0, x) = V, \\ W(0, x) = 0, \quad W_t(0, x) = 0, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где V — скорость бойка перед ударом, $U_t = \frac{\partial U}{\partial t}$; $W_t = \frac{\partial W}{\partial t}$.

Граничные условия:

$$\left. \begin{aligned} U_x(t, -L) = 0, \quad W_x(t, \infty) = 0, \\ EF_1 U_x(t, 0) = EF_0 W_x(t, 0), \quad U(t, 0) = W(t, 0). \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

К уравнениям (6) и граничным условиям (8) применено преобразование Лапласа относительно переменной t . В процессе решения получены изображение и оригинал ударного импульса, формула которого с учетом равенства энергий импульсов и масс бойков в случаях а) и г) имеет вид:

$$\begin{aligned} P_k(t) = 2P_0 \left\{ \left[1 - \frac{1}{r+1} e^{-\frac{2r^2}{3(r+1)}(n^2-1)\frac{t}{T_0}} \right] 1\left(\frac{t}{T_0}\right) - \right. \\ \left. - \frac{2r}{(rn+r+1)^2} \left[2e^{\frac{2r}{3n}(n^2-1)\left(\frac{t}{T_0} - \frac{3(n-1)}{r(n^2-1)}\right)} + \frac{1}{(r+1)^2} \left(r^2(n^2 + 2n + 1) + \right. \right. \right. \\ \left. \left. + 2r(n-1) - 1 - (r^2n^2 - r^2 - 2r - 1) \frac{2r^2}{3(r+1)}(n^2-1) \left(\frac{t}{T_0} - \right. \right. \right. \\ \left. \left. \left. - \frac{3(n-1)}{r(n^2-1)} \right) \right] e^{-\frac{2r^2}{3(r+1)}(n^2-1)\left(\frac{t}{T_0} - \frac{3(n-1)}{r(n^2-1)}\right)} \right] 1\left(\frac{t}{T_0} - \frac{3(n-1)}{r(n^2-1)}\right) \dots \right\} \quad (9) \end{aligned}$$

Формула (9) описывает первые две ступени импульса. В зависимости от величины r и n эффективная длительность этого криволинейно-ступенчатого импульса находится в пределах $(0,75 \div 1)T_0$. Формулы (3) и (5) являются частными случаями и вытекают из (9) при $r = 1$ и $n = 1$ и при $r > 1$ и $n = 1$.

д) Для анализа влияния скругления торца бойка на процесс внедрения составлена приближенная формула прямоугольных импульсов с различными длительностями активного фронта нарастания и спада

$$P_c(t) = P_0 \left[(1 - e^{-3j\frac{t}{T_0}}) 1\left(\frac{t}{T_0}\right) - (1 - e^{-j\left(\frac{t}{T_0} - 1\right)}) 1\left(\frac{t}{T_0} - 1\right) \right], \quad (10)$$

где $j = T_0/t_{ф.а.} > 1$, $t_{ф.а.}$ — активная длительность переднего фронта, т. е. длительность фронта на уровне от $0,1P_0$ до $0,9P_0$. Практически во вращательно-ударных механизмах имеет место $j > 5$. При этом эффективная длительность импульса составляет T_0 .

е) Для ориентировочных расчетов применительно к серийному вращательно-ударному механизму БУ-1 составлена формула „искусственного“ импульса, близкого по форме к реальному, генерируемому бойком этого механизма,

$$P_u(t) = 10P_0(e^{-\frac{10}{3}\frac{t}{T_0}} - e^{-5\frac{t}{T_0}}) 1\left(\frac{t}{T_0}\right). \quad (11)$$

Для этого импульса эффективная длительность равна $0,8T_0$.

Применение бойков меньшего сечения, чем буровая штанга, нецелесообразно вследствие низкого коэффициента передачи энергии штанге. Поэтому сечение бойка, равное сечению штанги, принимается наименьшим.

Анализ импульсов, генерируемых бойками равных масс при условии равенства их энергий, показывает, что наименьшую амплитуду P_0 имеет прямоугольный импульс, наибольшую — $2P_0$ имеет экспоненциальный импульс. Исходя из формулы (9), можно сделать вывод о том, что никакими изменениями формы и материала бойка невозможно получить импульс с амплитудой более, чем $2P_0$, что амплитуда импульса с увеличением площади сечения бойка растет весьма интенсивно, асимптотически приближаясь к $2P_0$. Например, при отношении диаметра цилиндрического бойка к диаметру стержня, равном 3, амплитуда генерируемого импульса достигает уже $1,8P_0$.

Основная часть (до 95%) энергии теоретически бесконечных во времени импульсов сосредоточена в их начальных участках относительно малой длительности $(0,75 \div 1)T_0$ и соответственно малой длины $l_{эф.} = a(0,75 \div 1)T_0$. Как пра-

вило, длина буровых штанг, применяемых при бурении шпуров вращательно-ударными машинами, более половины эффективной длины волны импульса. Поэтому исследования процесса внедрения долота в горную породу рассмотрены при действии только начального импульса.

Известны три частных решения такой задачи, Саймона Р., Александрова Е. В. Соколинского В. Б., Иванова К. И. Результаты этих решений хорошо согласуются с экспериментом и являются отправными в наших исследованиях при отыскании общих закономерностей процесса внедрения.

Решение основано на допущениях одномерной волновой теории удара и линейности зависимости „сила-внедрение“. Кроме этого принято, что разрушение горной породы заканчивается в момент достижения наибольшего значения силы внедрения и что отраженный импульс, возвратившись снова к породе, не может произвести дополнительного разрушения. Согласно принятым допущениям, буровая штанга до момента разрушения породы представляется стержнем

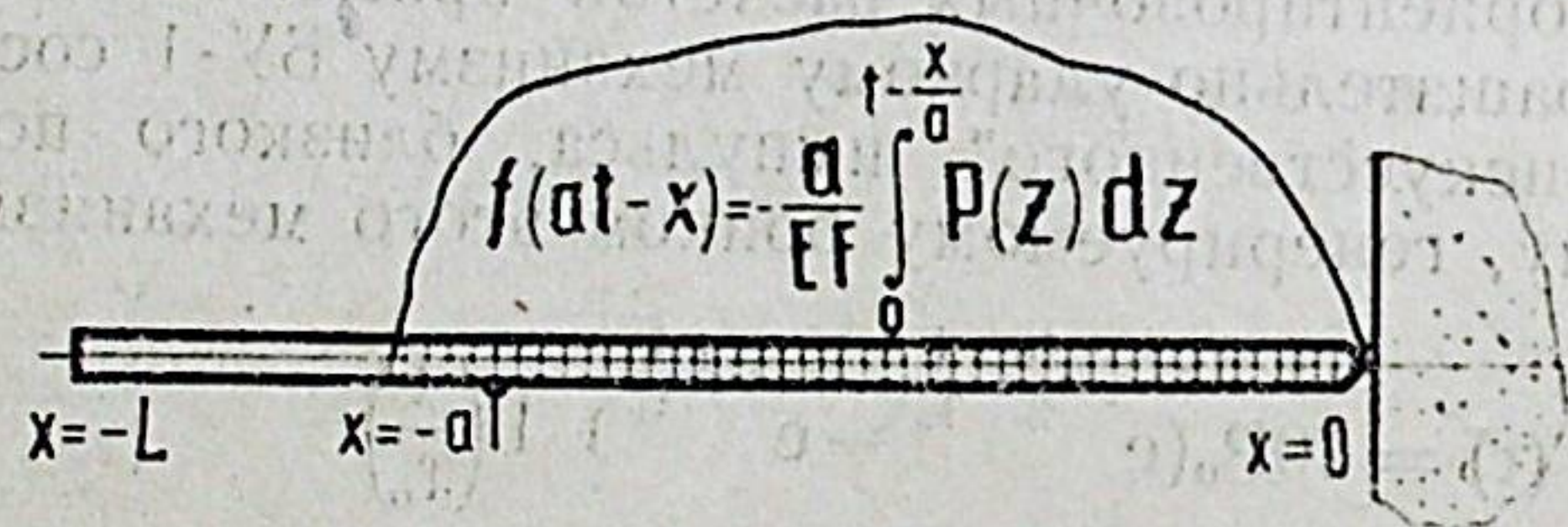


Рис. 2.

с „упруго заделанным концом“. Согласно расчетной схеме (рис. 2) записаны: уравнение движения частиц стержня

$$a^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = 0, \quad x < 0, \quad t > 0. \quad (12)$$

начальные условия

$$U(0, x) = f(-x), \quad U_t(0, x) = af'(-x), \quad (13)$$

и граничные условия

$$EF_0 U_x(t, 0) + kU(t, 0) = 0. \quad (14)$$

где $k = P_y/U_y$ — коэффициент жесткости внедрения, P_y — сила внедрения, U_y — глубина внедрения.

Общее решение волнового уравнения (12) при начальных (13) и граничном (14) условиях для значений аргументов $t > 0, x < 0, at \mp x > 0$ получено в виде:

$$U(t, x) = -\frac{a}{EF_0} \left[\int_0^{t-\frac{x}{a}} P(z) dz - \int_0^{t+\frac{x}{a}} P(z) dz + \right.$$

$$\left. + \frac{2}{a} e^{-b(at+x)} \int_0^{at+x} e^{bz} P\left(\frac{z}{a}\right) dz \right], \quad (15)$$

где z — произвольная переменная интегрирования и $b = k/EF_0$.

Из этого выражения можно получить все необходимые параметры процесса внедрения и движения импульсов по буровой штанге. В частности: полагая в (15) $x = 0$, глубину внедрения лезвия:

$$U_y(t) = U(t, 0) = -\frac{2}{EF_0} e^{-bat} \int_0^{at} e^{bz} P\left(\frac{z}{a}\right) dz, \quad (16)$$

дифференцируя (15) по x , полагая затем $x = 0$ и умножая на EF_0 , силу внедрения

$$P_y(t) = 2be^{-bat} \int_0^{at} e^{bz} P\left(\frac{z}{a}\right) dz, \quad (17)$$

отраженный импульс

$$P_z(t) = P_y(t) - P(t), \quad \text{и т. д.} \quad (18)$$

Для оценки эффективности использования энергии импульса принят коэффициент перехода энергии импульса в энергию деформации горной породы (КПИ), который является отношением работы силы внедрения к энергии импульса и выражается зависимостью

$$\eta = \frac{1}{4S} \left(\frac{P_y}{P_0} \right)^2, \quad (19)$$

где $S = baT_0/2 = kl_0/EF_0$ — безразмерный параметр, определяющий ударную систему боек-штанга-долото-горная порода. Параметр S полностью определяет эту ударную систему, является ее важнейшей характеристикой и может служить основой моделирования процесса внедрения.

Зависимости коэффициента перехода энергии импульсов в горную породу (КПИ) от параметра S представлены на рис. 3. Они получены по максимальным значениям силы внедрения для всех рассмотренных начальных импульсов.

Основные выводы из исследования процесса внедрения: а) наибольшее значение теоретического КПИ обеспечивает прямоугольный импульс. $\eta = 0,815$ при $S = 0,63$;

б) при значениях $S > 0,63$ большую эффективность использования энергии обеспечивают импульсы большей амплитуды, чем P_0 , причем в различных диапазонах изменения S наиболее эффективными оказываются различные по форме импульсы;

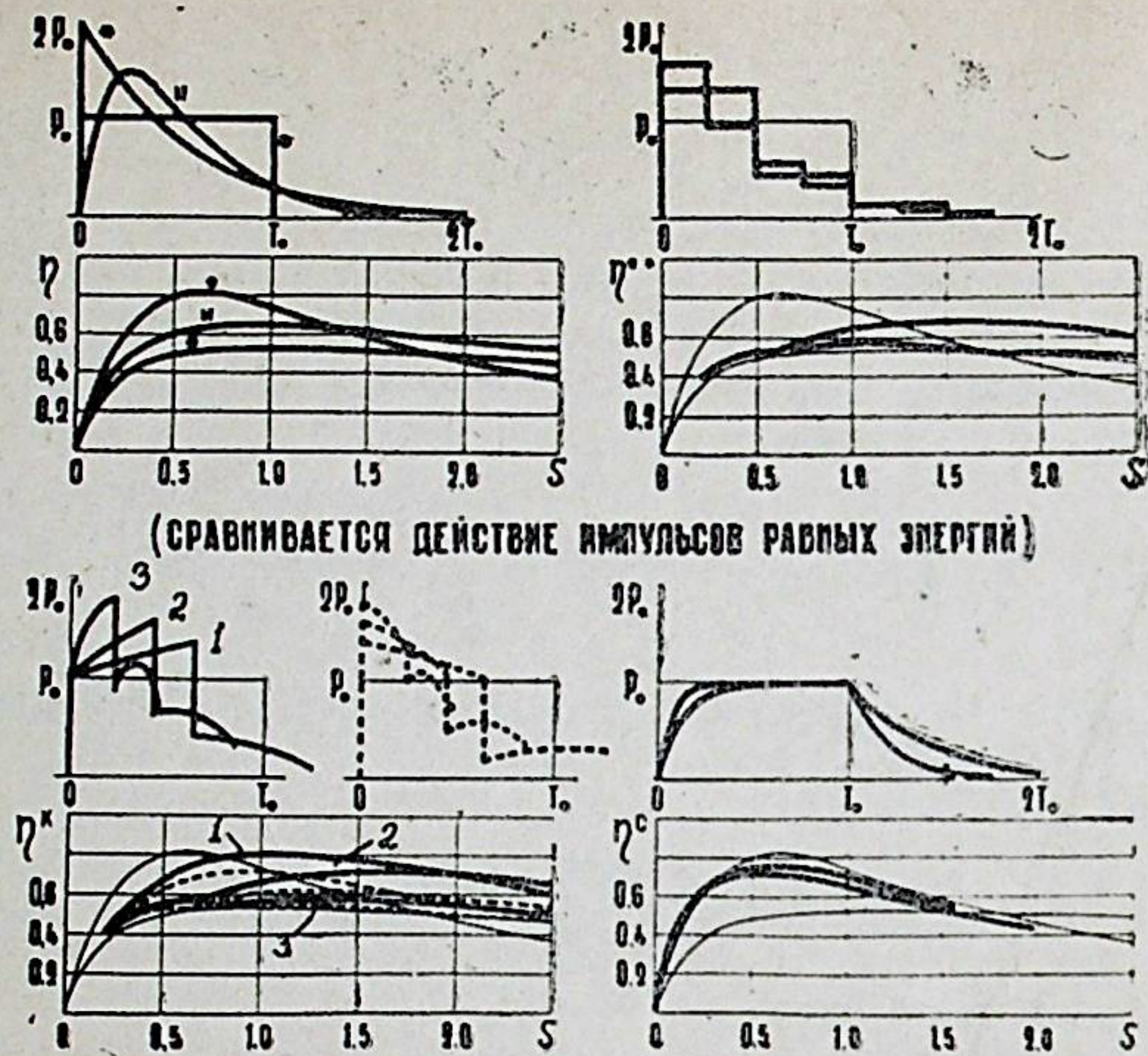


Рис. 3. Влияние формы импульсов на коэффициент перехода их энергии в горную породу при линейной зависимости „сила-внедрение“.

в) увеличение энергии прямоугольного импульса только за счет увеличения его длительности (т. е. увеличения длины бойка) при $S > 1,0$ практически не может увеличить энергию, переходящую в работу силы внедрения;

г) импульсы, генерируемые коническими бойками при ударе торцом меньшего сечения, обеспечивают большие значения КПИ, чем при ударе торцом большего сечения;

д) скругление торца бойка до $R = 200 \div 300$ мм, практически имеющее место во вращательно-ударных механизмах, приводит к незначительному увеличению КПИ при значениях $S < 0,3$ и некоторому уменьшению КПИ при $S > 0,3$ (порядка $5 \div 7\%$).

Ориентировочный расчет, проведенный для серийного механизма БУ-1, показывает, что при существующей массе бойка, при применяемом буровом инструменте и при бурении горных пород с коэффициентом крепости от 6 до 14, S изменяется от 0,09 до 0,27, что соответствует КПИ не более 50%. Поэтому для механизма БУ-1 и близких ему по параметрам наиболее целесообразным является применение бойков, генерирующих импульсы прямоугольной формы. При этом можно ожидать повышения КПИ на $8 \div 17\%$.

При проектировании новых механизмов можно в определенной мере „управлять“ величиной S , приближая значение этого параметра к диапазону $S = 0,4 \div 1,7$, при котором теоретические значения КПИ можно обеспечить не ниже 75%.

Импульсы, отраженные от горной породы, определены при различных параметрах S . При этом принято, что после момента достижения наибольшей силы внедрения оставшаяся в буре часть начального импульса отражается как от жестко закрепленного конца. Отраженные импульсы имеют участки растяжения и сжатия. Вследствие прохождения начальных импульсов сжатия и затем отраженных, нагружение буровой штанги носит знакопеременный характер. Вследствие стыкового соединения большинства элементов упорного узла вращательно-ударного механизма нагружение деталей в основном обуславливается напряжениями сжатия отраженного импульса. Теоретически установлено, что в одинаковых условиях амплитуды участков растяжения и сжатия в отраженном импульсе тем выше, чем выше амплитуда начального импульса. Поэтому с точки зрения снижения нагрузок наиболее целесообразно применение бойков, генерирующих прямоугольные (или близкие к ним по форме) импульсы.

Глава

Теоретическое исследование действия отраженного от горной породы волнового ударного импульса на элементы вращательно-ударного механизма

Совершенствование вращательно-ударных бурильных машин настоятельно требует создания научно-обоснованных методов расчета и конструирования с учетом действия на элементы ударных волновых импульсов. Вопросы прохождения отраженного от горной породы импульса по элементам вращательно-ударного механизма до настоящего времени теоретически не исследовались. Наиболее приемлемым для этой цели нам представляется графо-динамический метод, разработанный и развитый в трудах Бержерона, Фишера, Андреева В. Д., Иванова К. И..

Однако получение практически приемлемых результатов потребовало отыскания путей составления расчетных схем вращательно-ударных механизмов и методики конкретного применения для расчета сложных систем графо-динамического метода. Наибольшие затруднения при составлении расчетной схемы и необходимости специального решения вызвали неторцевой контакт—стыковое соединение посредством буртов, удаленных от торцов деталей. Методика состав-

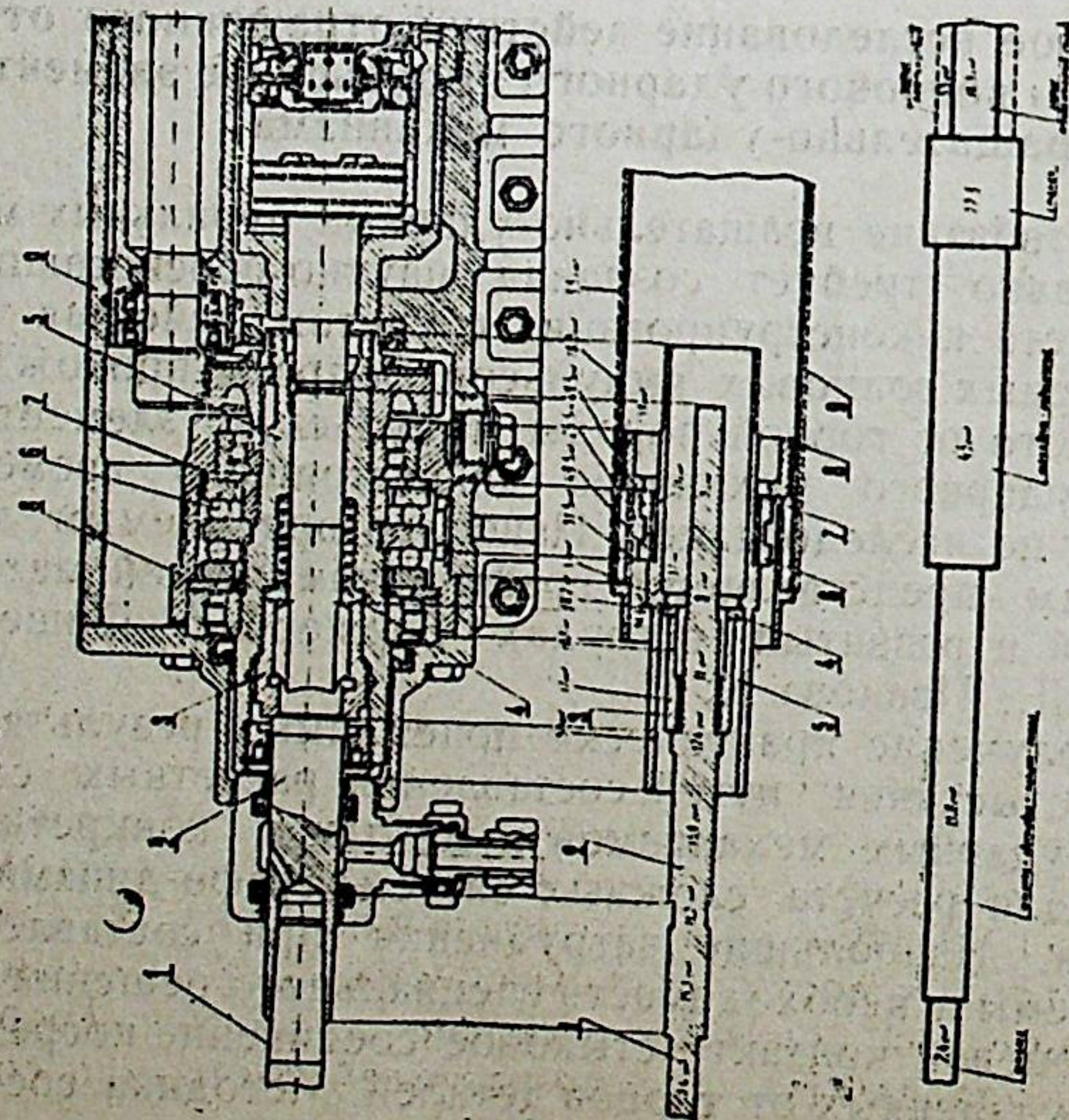
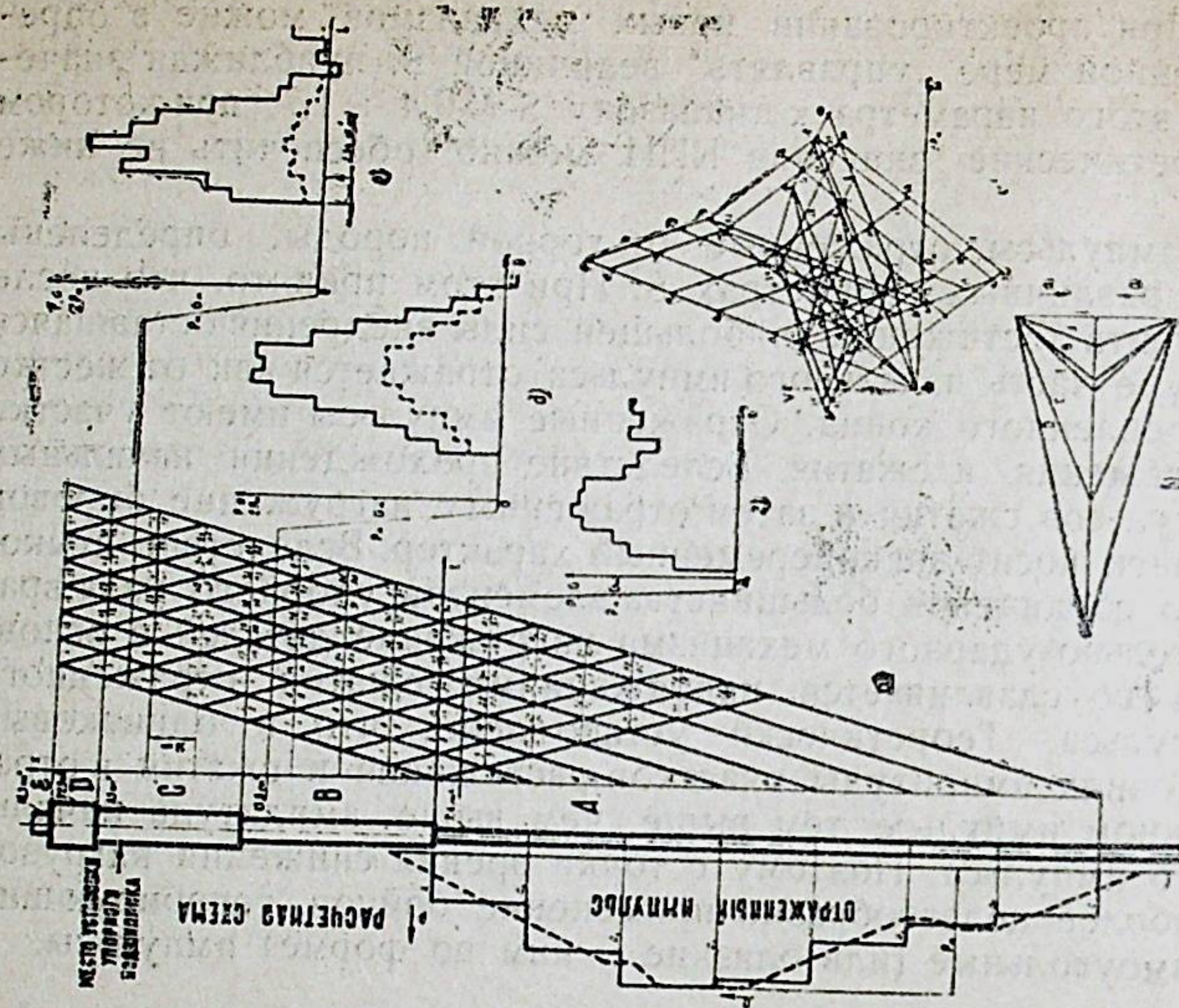


Рис. 4. К расчету импульсов сил, действующих на элементы вращательно-ударного механизма БУ-1.
 Рис. 5. Графический расчет импульсов сил и напряжений, действующих на элементы вращательно-ударного механизма БУ-1.

ления расчетной схемы вращательно-ударного механизма и графо-динамического расчета импульсов показаны на примере исследования механизмов БУ-1 (рис. 4, 5) и МБ-2. Различия в конструкциях упорных узлов этих механизмов и результаты расчетов позволили произвести анализ влияния конструктивных особенностей на процесс нагружения элементов и установить следующее: уменьшение разницы в сечениях деталей приводит к снижению амплитуды нагрузок; амплитуда импульсов, действующих на упорный подшипник, уменьшается, если он установлен за массивной деталью и за ним следуют детали с относительно небольшой ударной жесткостью ($C = \rho a F$); применение алюминия вместо стали или чугуна для изготовления корпуса механизма приводит к снижению амплитуды ударных импульсов вследствие меньшей ударной жесткости алюминия; конструирование вращательно-ударного механизма с учетом полученных данных содержит резервы снижения силовых ударных нагрузок до 20 ÷ 40%.

Применение упругих амортизаторов позволяет снизить амплитуду импульса, проходящего из бура в механизм. Для расчетов амортизаторы, имеющие распределенную массу и постоянную жесткость единицы длины (например, цилиндрические винтовые пружины), представлены эквивалентным стержнем; амортизаторы малой длины, выполненные, например, в виде тарельчатой пружины, представлены „сосредоточенной упругостью“.

Процесс прохождения импульса произвольной формы через амортизатор с распределенной массой может быть исследован графо-динамическим методом, аналитический же расчет этого процесса весьма громоздок, но облегчается при применении ЭЦВМ. В частном случае, при необходимости рассчитать прохождение через такой амортизатор прямоугольного импульса, можно пользоваться формулой Александра Е. В. и Соколинского В. Б., полученной ими при решении задачи прохождения прямоугольного импульса через участок стержня с иной ударной жесткостью.

Процесс прохождения импульса произвольной формы через амортизатор — „сосредоточенную упругость“ описан на основе решения системы одномерных волновых уравнений. Согласно расчетной схеме (рис. 6) уравнения движения, начальные и граничные условия записаны в виде:

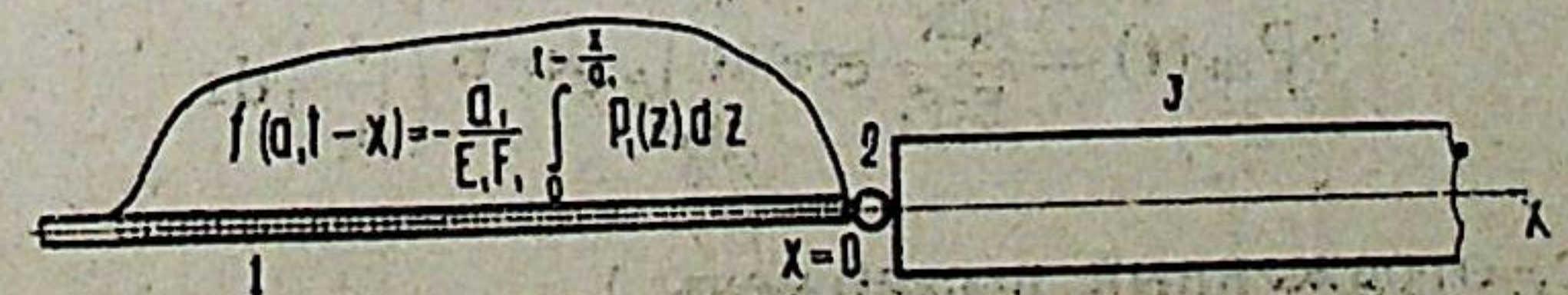


Рис. 6

$$\left. \begin{aligned} a_1^2 \frac{\partial^2 U_1}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} &= 0, \quad x < 0, \quad t > 0, \\ a_3^2 \frac{\partial^2 U_3}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 U_3}{\partial t^2} &= 0, \quad x > 0, \quad t > 0, \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

$$\left. \begin{aligned} U_1(0, x) &= f(-x), \quad U_{1t}(0, x) = a_1 f'(-x), \\ U_3(0, x) &= 0, \quad U_{3t}(0, x) = 0, \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

$$\left. \begin{aligned} E_1 F_1 U_{1x}(t, 0) &= E_3 F_3 U_{3x}(t, 0), \\ U_3(t, 0) - U_1(t, 0) &= \frac{1}{k} E_1 F_1 U_{1x}(t, 0), \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

где k — коэффициент жесткости амортизатора.

Поставленная задача принципиально близка к задаче внедрения долота в горную породу и может считаться более общим вариантом.

Решение уравнений (20) при начальных (21) и граничных (22) условиях получено в виде:

$$U_1(t, x) = -\frac{a_1}{E_1 F_1} \left[\int_0^{t-\frac{x}{a_1}} P(z) dz - \frac{h}{q} \int_0^{t+\frac{x}{a_1}} P(z) dz + \right. \\ \left. + \frac{q+h}{qa_1} e^{-q(a_1 t+x)} \int_0^{a_1 t+x} e^{qz} P\left(\frac{z}{a_1}\right) dz \right], \quad a_1 t \mp x > 0, \quad (23)$$

$$U_3(t, x) = -\frac{2ka_3}{E_1 F_1 E_3 F_3 a_1} \int_0^{\frac{a_1}{a_3}(a_3 t-x)} e^{-qy} \left[\int_0^y e^{qz} P\left(\frac{z}{a_1}\right) dz \right] dy, \\ a_3 t - x > 0, \quad (24)$$

где

$$q = \frac{k}{a_1} \left(\frac{a_1}{E_1 F_1} + \frac{a_3}{E_3 F_3} \right), \quad h = \frac{k}{a_1} \left(\frac{a_1}{E_1 F_1} - \frac{a_3}{E_3 F_3} \right).$$

Из выражений (23) и (24), подставляя в них формулу исходного импульса $P(t)$, можно получить все параметры процесса и в частности: импульс, проходящий в стержень 3,

$$P_{3n}(t) = \frac{2k}{E_1 F_1} e^{-qa_1 t} \int_0^{a_1 t} e^{qz} P\left(\frac{z}{a_1}\right) dz,$$

импульс, отраженный в стержень 1,
 $P_{1g}(t) = P_{3n}(t) - P(t),$

деформацию амортизатора

$$\Delta U(t, 0) = U_3(t, 0) - U_1(t, 0) = \frac{1}{k} P_{3n}(t), \quad \text{и т.д.}$$

В качестве примеров рассмотрены случаи прохождения прямоугольных и „искусственного“ импульсов через амортизаторы различной жесткости. Результаты, полученные в примерах, позволили подобрать по жесткости амортизатор для механизмов, близких по параметрам к БУ-1. При этом установлено, что уменьшение коэффициента жесткости амортизатора приводит к снижению амплитуды импульса, проходящего в механизм, и, что увеличение длины амортизатора с распределенной массой сверх половины длины волны импульса (пересчитанной с учетом скорости распространения волны в амортизаторе) снижения амплитуды не дает.

Глава IV.

Экспериментальные исследования волновых ударных импульсов

Для проверки результатов теоретических исследований и получения некоторых данных, необходимых для усовершенствования серийного вращательно-ударного механизма БУ-1, проведены экспериментальные исследования: нагрузок, действующих на буровую штангу и упорный подшипник механизмов БУ-1 и МБ-2; коэффициентов отражения и прохождения волновых импульсов при встрече их с участком стержня иного материала и сечения; действия импульса на тарельчатую пружину; влияния формы бойков на параметры генерируемых ими импульсов; влияния конструкции хвостовика бура на действующую на него ударную нагрузку.

Импульсы сил измерялись с помощью фольговых тензодатчиков с базой 20 мм, широкополосных усилителей У4-1 и УШ-2 и катодного осциллографа ОК-17 м. Проверка аппаратуры и соединительных проводов с помощью генератора прямоугольных импульсов показала, что время нарастания прямоугольного импульса при прохождении его по измерительному тракту может быть не более 10 ÷ 25 мксек, что полностью удовлетворяет задачам исследований, так как длительность исследуемых импульсов составляет не менее 50 мксек, а их фронты нарастания — более 15 мксек. Тарировка приборов производилась статически и динамически но наиболее удобной и точной в условиях опытов оказалась динамическая тарировка по амплитуде прямоугольного импульса и скорости бойка перед ударом. Тарировка стенда по скорости была проведена с погрешностью не более 2,6%.

Исследования проводились на буровом стенде КМЗ и вертикальном гравитационном двухструнном копре.

Результаты экспериментальных исследований и выводы по ним следующие:

а) При одинаковых отраженных импульсах амплитуды нагрузок, действующих на упорный подшипник механизма БУ-1, в $1,4 \div 1,6$ раза выше, чем механизма МБ-2. Аналогичное превышение, равное 1,8, получено при графо-динамическом расчете. По абсолютной величине действительные нагрузки почти в два раза ниже расчетных, что по-видимому, можно объяснить податливостью мест соприкосновения деталей. Учет влияния податливости может существенно уточнить разработанную методику расчета импульсов, действующих на упорный узел вращательно-ударных механизмов.

б) Коэффициенты отражения и прохождения импульсов через стальные и алюминиевые цилиндры с сечениями, близкими к сечениям деталей вращательно-ударного механизма ($7 \div 140 \text{ см}^2$), отличаются от теоретических на $3 \div 10\%$, что позволяет при приближенном графо-динамическом расчете импульсов пользоваться значениями теоретических коэффициентов.

в) На рис. 7 совмещены осциллограммы импульсов, генерируемых коническими бойками, с импульсами, генерируемыми бойком равного сечения со стержнем. Сопоставление эксперимента с расчетом указывает на то, что в зависимости от длины бойка и необходимой степени приближения расчетного импульса к действительному полученная формула может удовлетворить требованиям инженерной практики.

г) Бойки с поршневыми участками толщиной менее 15 мм генерируют импульсы с амплитудой, не превышающей ампли-

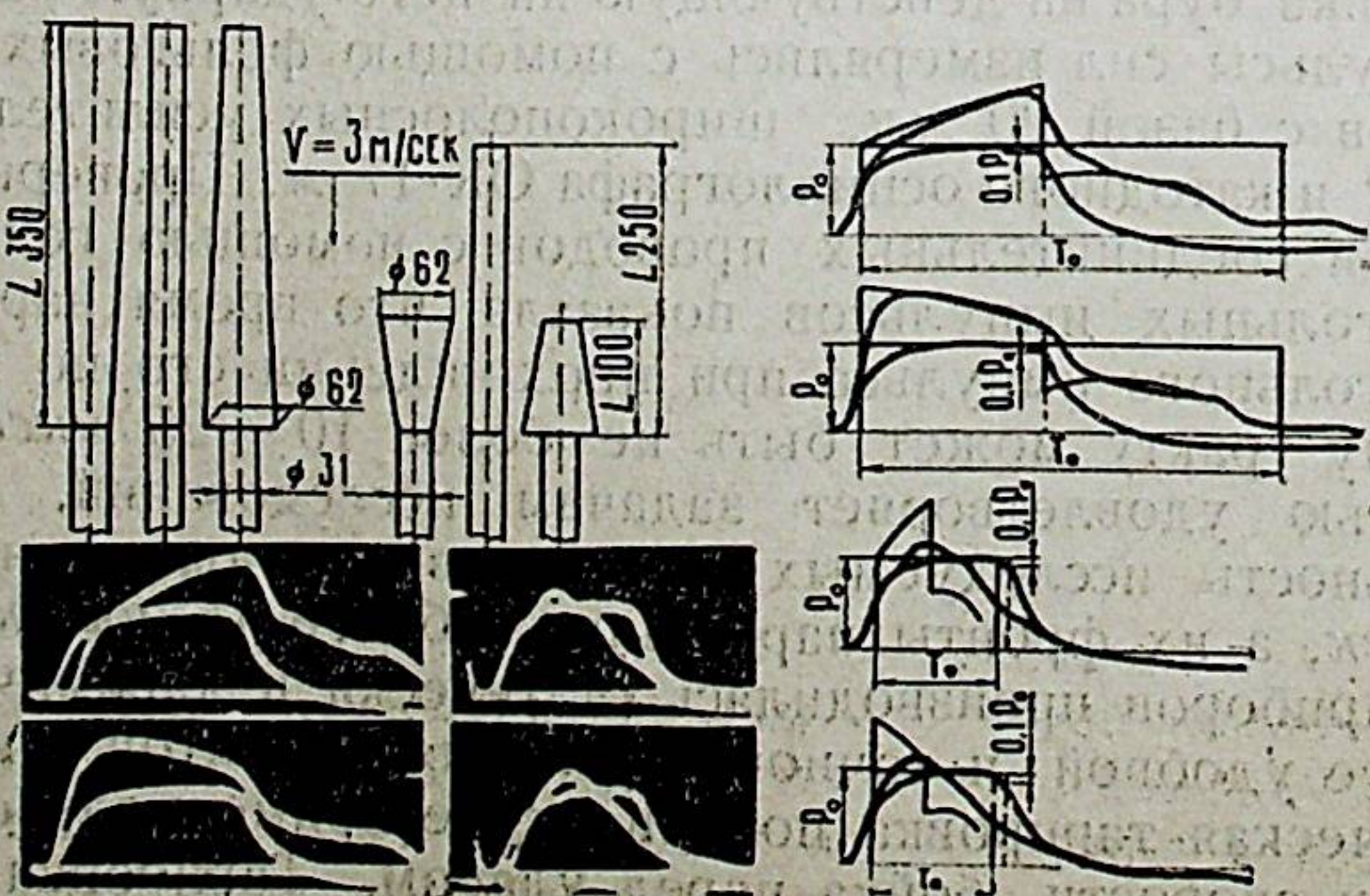


Рис. 7

туды прямоугольного импульса. Это обстоятельство использовано при совершенствовании конструкции бойка механизма БУ-1, что позволило снизить амплитуду генерируемого импульса на 15% и приблизить его форму к прямоугольной, а также при изменении конструкции хвостовика бура, что привело к снижению напряжений в его тонком участке на 13%.

д) На рис. 8 показаны схема эксперимента, осциллограммы начального $P(t)$ и отраженного $P_{1g}(t)$ импульсов и сопоставление расчета с экспериментом. Удовлетворительное

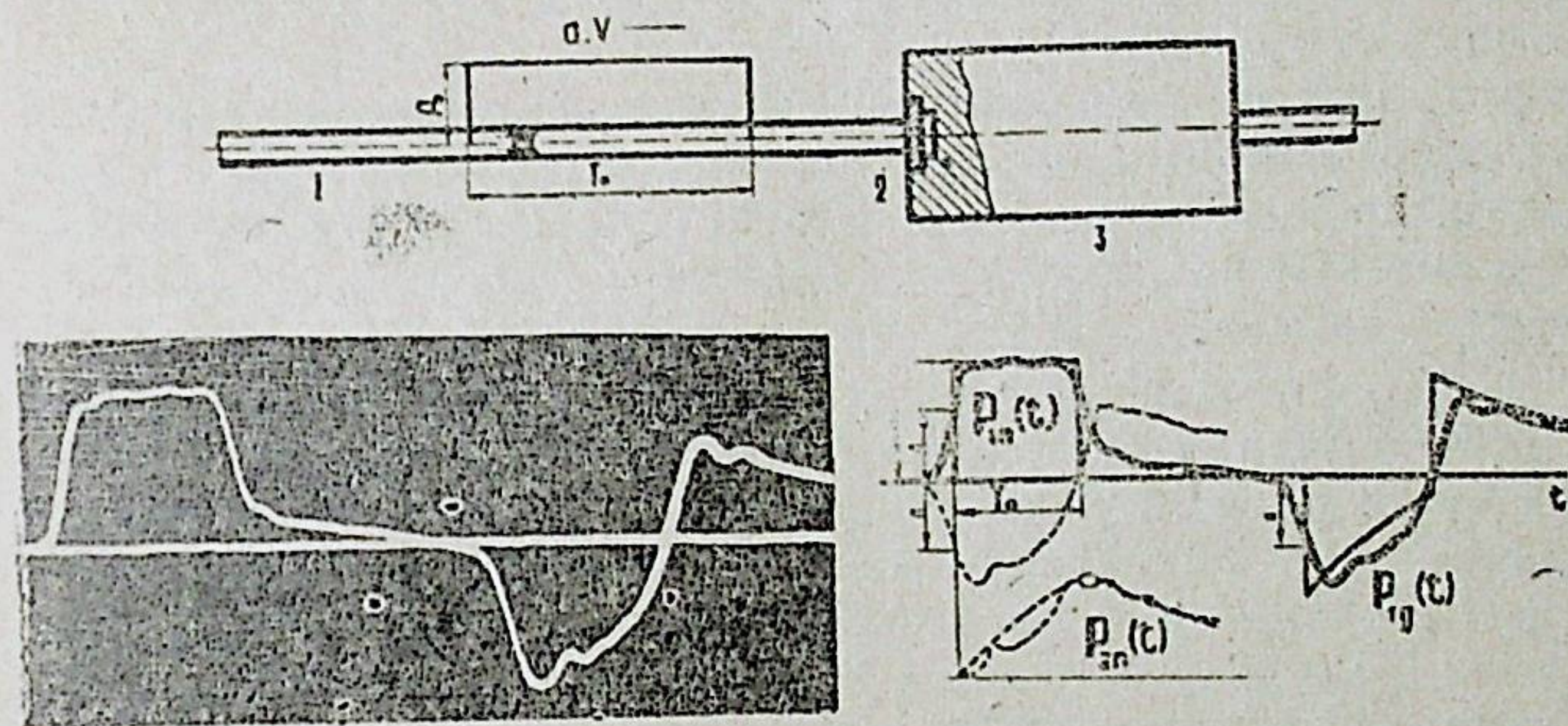


Рис. 8. Отражение прямоугольного импульса от тарельчатой пружины
а) схема эксперимента
б) осциллограммы импульсов и сопоставление эксперимента с расчетом.

согласование эксперимента с расчетом указывает на правильность проведенного теоретического описания исследуемого процесса, а близость параметров стержней 1 и 3 и пружины 2 к реальным позволяет рекомендовать полученные формулы для инженерных расчетов.

Все это учтено в конструкции экспериментального вращательно-ударного механизма МБУ-6Э, созданной совместно с СКБ Кузнецкого машиностроительного завода.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ конструкций вращательно-ударных механизмов, анализ известных исследований процессов, протекающих при продольном ударе, и исследований, посвященных непосредственно определению нагрузок, действующих на элементы вращательно-ударного механизма, показали, что проблема создания долговечных и надежных вращательно-ударных механизмов требует дальнейших серьезных теоретических

и экспериментальных исследований с целью развития представлений о процессах работы системы бурильная машина-инструмент-горная порода.

В настоящей работе рассмотрена одна из задач этой проблемы—снижение величины ударных нагрузок, действующих на элементы вращательно-ударного механизма, и рассмотрены некоторые вопросы повышения эффективности разрушения горной породы ударными импульсами. Результаты проведенных исследований заключаются в следующем:

1. Получены аналитические выражения ударных импульсов различной формы, удобные для сравнительного математического анализа.

2. С целью отыскания наиболее общего решения для описания ударных импульсов, генерируемых бойками различной формы, решена задача продольного удара коническим бойком по стержню постоянного сечения при условии плоских торцов.

3. Получено общее решение задачи внедрения долота в горную породу под действием волнового ударного импульса при условии линейного роста силы сопротивления внедрению, и на основе этого решения получены общие формулы для определения различных параметров процесса внедрения долота в породу, в том числе: формулы силы внедрения, формулы коэффициентов перехода энергии импульса в породу и формулы импульсов, отраженных от горной породы.

4. В результате аналитического исследования процесса внедрения долота в горную породу подтвержден ряд результатов известных исследований и получены данные об эффективности разрушения горной породы при действии на долото импульсов различной формы и данные о параметрах импульсов, отраженных от горной породы в зависимости от формы начального импульса.

5. Разработаны принцип составления расчетной схемы вращательно-ударного механизма и методика приближенного расчета действия на механизм ударных импульсов, отраженных от горной породы. Методика использована при исследовании вращательно-ударных механизмов БУ-1 и МБ-2, в результате чего установлены отдельные закономерности и особенности нагружения таких и аналогичных им механизмов ударными импульсами.

6. Разработана методика приближенного расчета эффективности применения различных амортизаторов, в частности, решена задача прохождения волнового импульса произвольной формы через тарельчатую пружину, представленную

„сосредоточенной упругостью“, и получены формулы, пригодные для инженерного применения.

7. На стенде Кузмашзавода проведены экспериментальные исследования нагрузок, действующих на отдельные элементы вращательно-ударных механизмов БУ-1 и МБ-2, в результате чего уточнены физические представления о процессе действия на механизм импульсов, отраженных от горной породы, и получено основание рекомендовать разработанную методику для инженерного применения.

8. Создан экспериментальный стенд и разработана методика исследования волновых ударных импульсов в стержневой системе.

9. Результаты проведенных экспериментальных исследований расширили и уточнили физические представления о процессе волнового движения частиц сложной стержневой системы, подтвердили справедливость полученных теоретических зависимостей и позволили рекомендовать их для инженерного применения.

10. Разработана конструкция экспериментального вращательно-ударного механизма, в котором учтены основные результаты теоретических и экспериментальных исследований.

Основные положения диссертации доложены:

1. На III координационном совещании по бурению шпуров и скважин, 1966 г.
2. На Кузнецком машиностроительном заводе, 1968—1969 г.г.
3. На заседании Ученого Совета ИФ и МГП АН Киргизской ССР, 1969 г.
4. На научно-технических конференциях Фрунзенского политехнического института, 1967—1969 г.г.
5. На научном семинаре лаборатории удара и вибрации ИГД им. А. А. Скочинского, 1968 г.

Опубликованы в статьях:

1. Динамика взаимодействия бурильной машины с испытательным стендом, Сб. „Бурение шпуров и скважин“, изд-во „Илим“, Фрунзе; 1968 (соавторы Алимов О. Д., Дворников Л. Т.).
2. К исследованию волн деформаций в элементах вращательно-ударной бурильной машины, Труды Фрунзенского политехнического института, вып. 38, Фрунзе, 1969 (соавторы Дворников Л. Т. и Леонтьев Г. С.).
3. Амортизация волнового ударного импульса с помощью упругого элемента малой длины, Труды Фрунзенского политехнического института, вып. 38, Фрунзе, 1969 (соавторы Алимов О. Д. и Дворников Л. Т.).