

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЭЛЕКТРОПНЕВМАТИЧЕСКИХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

*П. М. Алабужев*

Некоторые проблемы динамики машин в приложении к задачам конструирования поставлены и развиты в работах академика И. И. Артоболовского [14, 15, 16, 17]. В одной из работ указано: «Необходимо поставить вопросы, связанные с экспериментальным изучением и исследованием механических характеристик машин-двигателей, рабочих машин и машинных агрегатов. Наконец, для создания инженерных методов расчета машинных агрегатов надо развить приближенные методы интегрирования уравнений движения» [16]. Это указание в известной мере, применительно к электрическим бурильным молоткам, нашло отражение в наших работах [1, 6, 11].

Акад. Е. А. Чудаков отмечает, что для создания верной картины рабочего процесса, надежных методов расчета и, в конечном счете, хорошей машины нужно поднимать культуру эксперимента и технику измерений; нужно «продолжать совершенствовать всю автоматическую измерительную технику, как в отношении точности размеров, так и качества металла и механической обработки деталей» [41, стр. 176]. Необходимо изучать рабочий процесс, динамику машин и прочность ее элементов в условиях, близких к производственным. Для этой цели рекомендуется экспериментальное изучение давлений и напряжений в деталях машин.

Наряду с изучением различных схем механизмов с целью выявления наиболее рациональных из них в динамическом отношении [14], необходимо дальнейшее усовершенствование методов расчета режимов работы машины, а также методов расчета на прочность (с привлечением статистических методов анализа и обработки полученных материалов).

Основные вопросы развития горной промышленности освещены в работах [22, 32, 35, 42, 43]. Конкретные вопросы, касающиеся техники разведочного бурения, повышения производительности и долговечности машин ударного действия, отражены в работах [25, 29, 33, 37, 42, 46]. Некоторые вопросы теории и задачи конструирования пневматических и электропневматиче-

ских машин ударного действия поставлены в работах [4, 7, 10, 18, 19, 20, 23, 26, 36, 40, 44].

На основании рассмотренной литературы можно кратко сформулировать основные требования, предъявляемые к конструкции новых машин: машина должна быть производительной, экономичной и надежной в работе. При достаточной прочности отдельных узлов и элементов машина в целом должна иметь минимальный вес и габариты. Конструкция машины должна удовлетворять условиям технологичности (целесообразность и простота отдельных элементов, выбор материала и способа заготовки, выбор точности изготовления и обработки, унификация и стандартизация деталей, себестоимость машины и т. п.).

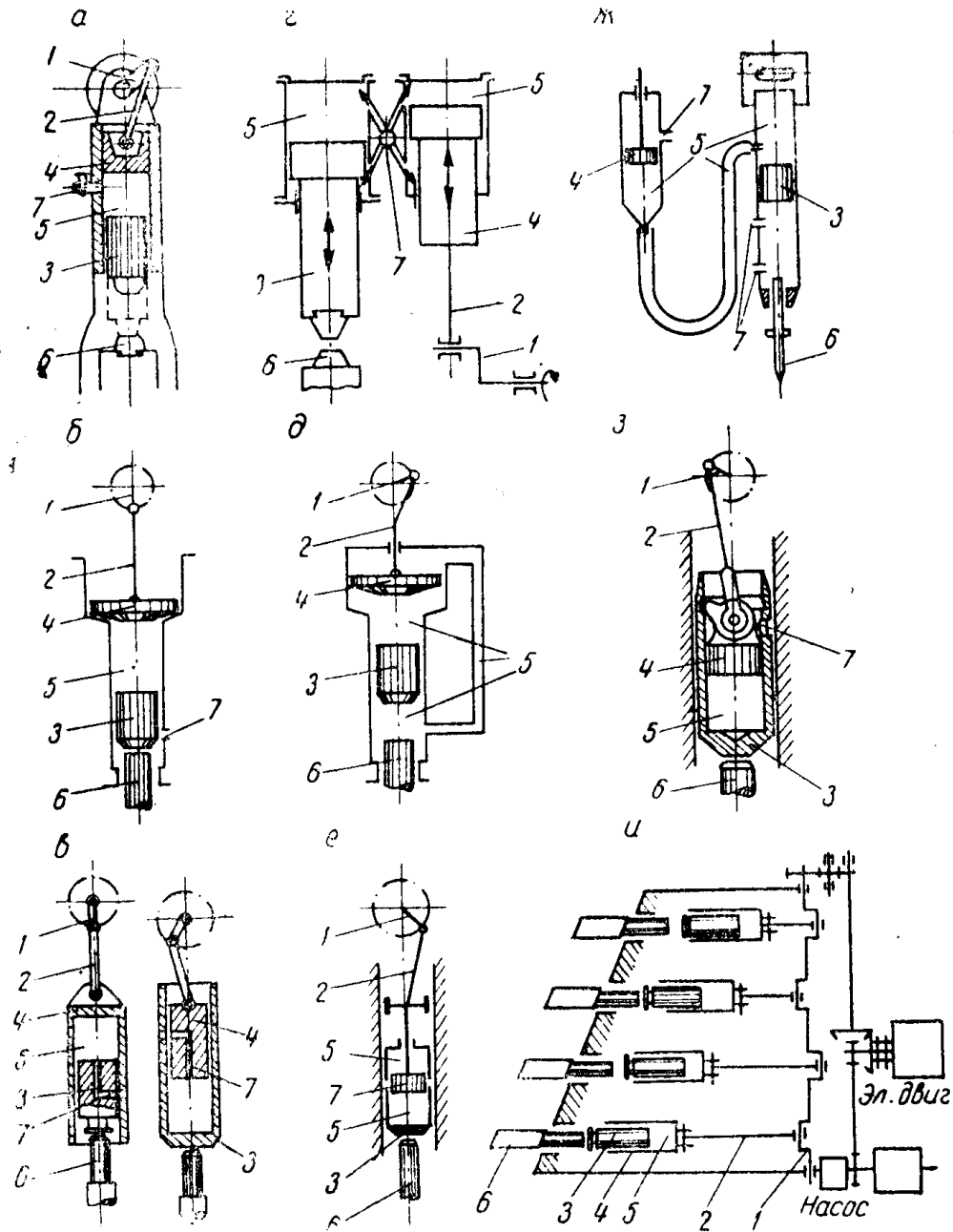
К горным машинам, работающим в подземных условиях в режимах тяжелых ударных нагрузок, предъявляются дополнительные требования: машина должна быть особо прочной, транспортируемой, достаточно мощной и иметь резервы мощности; кроме того, она должна быть взрывобезопасной и защищена от порчи (газ, пыль, ржавчина) [35, 38, 39].

На основании проведенных исследований мы считаем, что в настоящее время имеются необходимые данные для создания удовлетворительных конструкций электрических машин ударного действия, в частности с использованием воздуха в качестве связи между поршнем и бойком. И здесь возможно осуществление конструкций по различным схемам: с односторонней воздушной связью, двухсторонней воздушной связью, пневмопульсаторы и безредукторные молотки с жесткой связью при обратном ходе [12, 19] (см. рисунок).

В качестве ручных машин ударного действия с энергией удара  $A_6 = 1 \div 4$  кгм наиболее целесообразно использовать безредукторные молотки и пневмопульсаторы, а также конструкции молотка типа ЭБМГ-10 с вынесенным отдельно электродвигателем. Для получения энергии удара  $A_6 = 1 \div 10$  кгм сравнительно просто можно осуществить конструкцию электропневматического молотка с односторонней воздушной связью между бойком и поршнем. Для особо мощных машин ударного действия с энергией удара  $A_6 = 8 \div 15$  кгм (и выше) целесообразнее использовать машины по схеме двухстороннего действия воздушной связью.

Стремление сделать электропневматический бурильный молоток обязательно легким (ручным) ограничивало вес и мощность электродвигателя. Для создания электропневматического бурильного молотка, равноценного по основным показателям (энергии и числу ударов, скорости бурения) современным ручным пневматическим бурильным молоткам, необходимо снабдить его электродвигателем мощностью 3—4 квт. Если принять во внимание, что вес такого электродвигателя будет равен 30—50 кг и в конструкции молотка он составляет около половины общего веса, то становятся ясными трудности создания ручного

электропневматического бурильного молотка. Снижение веса молотка за счет уменьшения веса отдельных деталей, а следо-



Схемы электропневматических машин ударного действия:

*а* — электропневматический одноцилиндровый молот одностороннего действия воздушной связи; *б, в, ж* — легкие ручные молотки, работающие по тому же принципу; *г, д, е* — электропневматические ударные машины с двухсторонним действием воздушной связи; *з* — безредукторный молоток с жесткой связью между поршнем и бойком при обратном ходе бойка; *и* — отбойная часть угольного струга с электропневматическими молотками; 1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — боек; 4 — поршень; 5 — воздушная подушка; 6 — инструмент; 7 — компенсационное отверстие.

вательно, и понижения их запаса прочности не приводит к нужным результатам.

Существенное значение для электроударных машин ручного типа имеют нагрев машины и отдача. Вопрос о снижении отда-

чи сравнительно легкого ручного молотка (весом 8—10 кг) при достижении энергии удара  $A_6 = 3,5 \text{ кгм}$  представляет значительные трудности. Общий к. п. д. молотка при ударе на бойке в лучшем случае составляет величину порядка 40%. Следовательно, 60% энергии уходит в тепло. Отсюда следует вывод: для уменьшения нагрева молотка (точнее — перегрева, ухудшающего режим работы машины) нужен отвод тепла, т. е. необходимо охлаждение — воздушное или водяное. Но осуществление системы охлаждения и средств, уменьшающих отдачу, в свою очередь вызовет увеличение веса ручного молотка.

Производительность машины ударного действия связана с энергией удара и числом ударов, т. е. с мощностью машины. Для мощного колонкового электропневматического бурильного молотка (по своим показателям равноценного пневматическому бурильному молотку типа КЦМ-4) вопросы отдачи и нагрева не теряют своей актуальности, но отходят на второй план, так как без особого труда можно ввести в систему упругие элементы, а также и водяное охлаждение с последующим использованием воды для промывки шпура и уменьшения пылеобразования. Кроме того, проблема веса конструкции в этом случае не столь остра, как в ручном инструменте.

В настоящее время больше перспектив имеется для создания мощных высокопроизводительных колонковых электропневматических бурильных молотков, особенно станков для ударно-вращательного бурения скважин большого диаметра, а также динамических стругов [25] с активной кромкой (с использованием удара). Здесь имеются возможности осуществления прочной и надежной в работе электропневматической машины ударного действия с более высоким к. п. д., которая в процессе эксплуатации может окупить несколько увеличенную стоимость ее изготовления.

Такие машины могут быть использованы для проведения капитальных работ, подготовительных выработок при бурении глубоких скважин для блокового разрушения, а также на карьерных работах.

Исходя из этого, мы считаем, что в ближайшее время необходимо сосредоточить внимание на конструкции мощного колонкового электропневматического перфоратора с инструментом ударно-вращательного действия, предназначенного для бурения скважин по крепким породам. Перфоратор должен быть с регулируемой энергией удара в пределах  $A_6 = 1 \div 10 \text{ кгм}$  и частотой ударов в минуту  $z = 1400$ ; со встроенным электродвигателем, имеющим связь с ударным механизмом посредством зубчатой передачи и кривошипно-шатунного механизма; с односторонней (или двухсторонней) воздушной связью между поршнем и бойком; с передачей энергии от бойка инструменту через промежуточное звено посредством удара. Машина должна обеспечивать регулирование скорости подачи, а также должна иметь

автоматическую смазку ударного узла, водяное охлаждение двигателя и устройство для промывки шпура.

Расчет электропневматического молотка, как и всякой другой машины, является соединением некоторых основанных на опыте конструктивных соображений с теоретическими расчетами. При теоретических исследованиях, выявляя основные закономерности и связи, приходится иногда упрощать и схематизировать действительную картину рабочего процесса машины [1, 6]. Хотя в ряде случаев расчет и не дает действительных величин, тем не менее ценность его для конструктора достаточно велика, так как при этом имеется возможность: сравнения вновь проектируемой конструкции с другими конструкциями, оправдавшими себя в практике; осуществления машин, работающих по совершенно новому циклу; влияния конструктора на рабочий процесс проектируемой машины и устранения ряда недостатков в работе машины, подмеченных еще заранее при расчете. В теплотехнике есть термин «Идеальная паровая машина», который исторически закреплен за машиной, работающей по определенному циклу без потерь. «Введя понятие идеальной машины, имеется возможность путем сравнения каждой работающей машины с идеальной (при тех же параметрах) объективно оценить различные машины с точки зрения их экономических достоинств и недостатков» [34, стр. 61].

Сказанное выше относится и к расчету электропневматических машин ударного действия.

Исключительно важное значение для конструктора имеет выбор параметров новой машины.

В качестве исходных величин для выбора параметров машины ударного действия определенного назначения (так, например, для бурения) должны служить физико-механические характеристики разрушаемого материала. Как показано в работах [13, 30, 45], одной из основных характеристик является величина удельной работы, необходимой для разрушения одного кубического сантиметра породы. В наших исследованиях [7, 8, 9, 11] установлено влияние усилия подачи  $P$ , энергии удара  $A_6$ , угла поворота бура между двумя ударами  $\alpha$  на производительность бурения. Значение оптимального угла  $\alpha$  поворота бура между двумя ударами повышается с увеличением энергии удара  $A_6$  и уменьшением крепости породы (и наоборот). Бурение с оптимальными усилиями подачи, т. е. при которых обеспечивается максимальная скорость бурения при максимальном к. п. д. машины, может быть обеспечено в том случае, если перед соударением бойка и бура между лезвием буровой коронки и поверхностью забоя имеется зазор  $\delta = 1 \div 4$  мм; величина этого зазора зависит от энергии удара и крепости породы [7, 13].

Эти данные необходимо знать конструктору при осуществлении эластичной и регулируемой системы подачи при ударно-вращательном бурении.

Зная физико-механические характеристики разрушаемой породы и имея значения исходных параметров  $A_\delta$ ,  $z$ ,  $\alpha$ ,  $P$  и исходя из предельной скорости удара бойка  $v_y$ , подбираем вес бойка  $Q_\delta$ . В машинах одностороннего действия воздушной связи единичный вес бойка

$$q = \frac{Q_\delta}{\pi D^2/4} = 25 \div 75 \text{ г/см}^2.$$

Для безредукторных молотков и машин с двухсторонней воздушной связью единичный вес  $q = 50 \div 150 \text{ г/см}^2$  [9, 19].

Зная  $Q_\delta$  и  $q$ , определяем диаметр цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4Q_\delta}{\pi q}}.$$

При наличии редуктора число оборотов вала кривошипа равно числу ударов в минуту  $z$ , следовательно, средняя угловая скорость

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\pi z}{30}.$$

Остается определить значения радиуса кривошипа  $R$  и начальной длины воздушной подушки  $l_0$ . Выбор длины воздушной подушки  $l_0$  обуславливается необходимым весовым количеством воздуха  $G$  и степенями сжатия и определяется, согласно законам термодинамики [27, 31], из условия

$$A_\delta = \frac{Q_\delta v_y^2}{2} = \frac{29,27}{m_{\text{ср}} - 1} (T - T_0) G,$$

где среднее значение показателя политропы за цикл в первом приближении можно принять

$$m_{\text{ср}} = 1,3; \quad G = \frac{\pi D^2}{4} l_0 \gamma 10^{-6} \text{ кг};$$

$T$  — абсолютная температура воздуха в момент сжатия;  
 $T_0$  — абсолютная начальная температура воздушной подушки;

$\gamma$  — удельный вес воздуха.

Выбор параметров воздушной подушки зависит от мощности машины  $N$  и числа оборотов в минуту  $n$ . Из индикаторной диаграммы давления воздуха за цикл имеем

$$N = p'_{\text{ср}} \frac{\pi D^2}{4} 2l \frac{n}{60} \quad (\text{где } l_{\text{min}} < l < l_{\text{max}}),$$

откуда объем воздушного буфера

$$V = \frac{\pi D^2}{4} l = \frac{30N}{p'_{\text{ср}} n},$$

т. е. при заданных значениях мощности машины  $N$  и  $p'_{\text{ср}}$  объем цилиндра (воздушной связи) тем меньше, чем больше оборотов делает вал кривошипа; эта закономерность имеет место для всех поршневых машин [3, 34].

Зная среднее избыточное давление воздуха за цикл

$$p'_{\text{ср}} = \frac{q v_y (1 + e)}{g 60/z},$$

где  $e = \frac{v_{\text{от}}}{v_{\text{уд}}}$  — коэффициент отскока, определяем работу поршня за цикл

$$A_{\text{п}} = p'_{\text{ср}} \frac{\pi D^2}{4} 4R = \frac{Q_6 v_y z (1 + e)}{15g} R.$$

Согласно полученным нами данным [2, 9], к. п. д. воздушной связи

$$\eta_{\text{в.с}} = 0,80 \pm 0,05.$$

Следовательно,

$$A_6 = \eta_{\text{в.с}} A_{\text{п}} \approx 0,8 A_{\text{п}}.$$

Определяем радиус кривошипа  $R$  из условия

$$R = \frac{A_{\text{п}}}{\pi D^2 p'_{\text{ср}}} = \frac{15g A_6}{\eta_{\text{в.с}} (1 + e) z Q_6 v_y}.$$

Затем находим мощность электродвигателя

$$N_{\text{дв}} = \frac{A_{\text{п}} z/60}{\eta_{\text{ред}} \eta_{\text{к.ш.м}}} = \frac{A_6 z/60}{\eta_{\text{в.с}} \eta_{\text{ред}} \eta_{\text{к.ш.м}}},$$

где  $\eta_{\text{ред}}$  — к. п. д. редуктора (порядка 0,9);

$\eta_{\text{к.ш.м.}}$  — к. п. д. кривошипно-шатунной передачи (порядка 0,95).

Учитывая режим ударной нагрузки, мощность электродвигателя полезно взять с запасом 10—15%. Кроме того, важно знать характеристику электродвигателя, т. е. зависимость  $M_{\text{кр}} = f(n)$ .

Для оптимальных режимов работы электропневматического молотка с односторонней воздушной связью нами из опыта [9] найдены следующие соотношения:

$$\frac{R}{l_0} = 0,61 \pm 0,04; \quad \frac{S_6}{2R} = 1,22 \pm 0,05; \quad \frac{v_y}{R \omega_{\text{ср}}} = 1,63 \pm 0,07.$$

Эти соотношения могут быть использованы с достаточной надежностью при выборе параметров ударного узла ( $A_6 = 1 \div 15 \text{ кгм}$ ).

Ввиду того, что при работе по разным породам может изменяться режим работы машины, в конструкции ударного узла необходимо предусмотреть возможность изменения в определен-

ных пределах длины воздушной подушки  $l_0$  и осуществления компенсации утечек воздуха.

Выгоды конструктивного и экономического порядка заставляют конструктора увеличивать в известных пределах число оборотов машины. Повышение быстроходности машины ведет к увеличению ее производительности и ввиду большего насыщения энергией — к облегчению веса машины. С увеличением быстроходности машины повышается кинетическая энергия вращающихся частей  $E$ . В то же время при постоянном значении момента инерции  $I$  значительно уменьшаются коэффициент, характеризующий неравномерность движения

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}},$$

и значение характеристического критерия режима движения машины

$$K = 2 \frac{\varepsilon}{\omega^2} = \frac{1}{E} \cdot \frac{dE}{d\varphi} \quad [16].$$

Но увеличение скоростей имеет ограничения, так как при этом:

1. Увеличивается значение сил инерции и роль внутренних ударов за счет зазоров, люфтов и т. д.

2. Возникает необходимость более тщательного уравнивания вращающихся частей, более жесткой конструкции машины в целом и большей прочности отдельных ее деталей бойка, бура, вала кривошипа, зубчатой передачи и т. д., повышения качества обработки материалов, тщательности пригонки всех частей машины.

3. Предельное значение угловой скорости увязано с параметрами ударного узла (комплексом величин  $\Pi = \frac{p_0 g D^2}{Q_0 l_0 \omega^2}$ ) с определенным весовым количеством воздуха  $G$  в объеме воздушной подушки [3].

При повышении угловой скорости при заданной мощности нужно уменьшить объем воздушной подушки, что может, в свою очередь, вызвать повышение давления и температуры (большой нагрев, ухудшение смазки и т. д.), т. е. ухудшение условий работы машины.

4. Выбор скоростей связан с характером и сущностью технологического процесса работы машины, спецификой ее работы и эксплуатацией. В литературе [15, 18, 24, 28, 30] указывается на то, что при изучении разрушения материалов под действием динамических нагрузок нужно знать не только энергию, необходимую для разрушения, но и значение скорости, при которой происходит разрушение, так как эффект может быть различным. Очевидно, необходимо учитывать скорость распространения деформации и время, в течение которого она действует.



5. Передача энергии от бойка инструменту лимитируется значением допустимой скорости соударения. Проф. Н. А. Кильчевский [24] считает, что при относительных скоростях порядка 7 м/сек соударения стальных тел (с пределом упругости 30 кг/см<sup>2</sup>) имеет место упругий удар, не сопровождаемый остаточными деформациями. Развивая работу М. Н. Герсванова [21] об условиях упругого удара свай, В. М. Мостков [28] показывает, что удар между бойком и буром можно считать вполне упругим, если соблюдается условие.

$$E_{\sigma} \frac{v}{a} < \sigma_{уп.}$$

«При модуле упругости стали  $E_{\sigma} = 21 \cdot 10^6$  т/м<sup>2</sup>, скорости звука в стали  $a = 5,15 \cdot 10^3$  м/сек и предельное упругости для углеродистой стали  $\sigma_{уп} = 3,5 \cdot 10^4$  т/м<sup>2</sup> значение скорости поршня (бойка) для соблюдения этого условия  $v_{уд} \ll 9$  м/сек» [28, стр.31]. Инж. Батуев Н. М. [20] пишет, что предел упругости стали после закалки значительно повышается в 2—3 раза, поэтому упругий удар бойка по инструменту может быть обеспечен при скоростях соударения  $v_{у} = 7 \div 10$  м/сек.

В заключение покажем возможность выбора параметров машины ударного действия на основе теории подобия.

В работе [3] нами установлено, что динамическое подобие имеет место у кузнечных молотов. Для электропневматических машин с односторонней воздушной связью критерием подобия является выражение

$$\Pi = \frac{p_0 g D^2}{Q \omega^2 l_0} = \text{idem.}$$

Приведем пример. Из опыта известно [2, 15], что примером хорошо работающей машины является молоток с параметрами:  $R = 39$  мм;  $l_0 = 58$  мм;  $Q = 1,65$  кг;  $z = n = 1400$  об/мин.;  $N = 4,95$  квт;  $D = 68$  мм и  $A_{\sigma} = 7$  кгм. Предположим, что нас интересует новая машина с числом ударов  $z_1 = 1100$  уд/мин. при весе бойка  $Q = 3$  кг и работе на бойке  $A_1 = 10$  кгм. Тогда на основании теории динамического подобия определяем масштабные коэффициенты.

Отношение времени совершающихся процессов

$$t_c = \frac{t}{t_1} = \frac{z_1}{z} = \frac{1100}{1400} = 0,785.$$

Отношение масс

$$m_c = \frac{m}{m_1} = \frac{Q}{Q_1} = \frac{1,65}{3} = 0,55.$$

Отношение работ

$$A_c = \frac{A}{A_1} = \frac{7}{10} = 0,7 = m_c v_c^2.$$

Тогда линейный масштаб

$$l_c = v_c t_c = 1,13 \cdot 0,785 = 0,885.$$

Так как

$$l_c = \frac{l}{l_1} = \frac{R}{R_1} = \frac{D}{D_1},$$

то новая длина воздушной подушки будет

$$l_1 = \frac{l}{l_c} = \frac{58}{0,885} = 65,5 \text{ мм};$$

новый радиус кривошипа

$$R_1 = \frac{R}{R_c} = \frac{39}{0,885} = 44,3 \text{ мм};$$

новый диаметр

$$D_1 = \frac{D}{l_c} = \frac{68}{0,885} = 77 \text{ мм}.$$

Отношение мощностей

$$N_c = m_c \frac{l_c^2}{t_c^3} = 0,55 \cdot \frac{0,885^2}{0,785^2} = 0,89 = \frac{N}{N_1},$$

откуда мощность новой машины

$$N_1 = \frac{N}{N_c} = \frac{4,95}{0,89} = 5,55 \text{ квт}.$$

Нетрудно показать, что при одинаковых условиях работы этих машин (отскок бойка, компенсация воздуха, зазоры и смазка) будет одно и то же значение критерия подобия

$$\Pi = \frac{1,980 \cdot 6,8^2}{1,65 \cdot 5,8 \cdot 146,5^2} = \frac{1,980 \cdot 7,7^2}{3 \cdot 6,55 \cdot 116^2} = 0,22,$$

Если для взятой машины мы изменим только число оборотов, полагая вредные сопротивления прежними, т. е. возьмем новый режим по времени, сохраняя линейные размеры ( $R = 39 \text{ мм}$ ;  $l_0 = 58 \text{ мм}$ ;  $Q = 1,65 \text{ кг}$ ), тогда линейный масштаб  $l_c = 1$ , отношение масс  $m_c = 1$  и отношение сил:

$$F_c = m_c \frac{l_c}{t_c^2} = 1 \cdot \frac{1}{t_c^2} = n_c^2;$$

отношение работ

$$A_c = F_c l_c = n_c^2;$$

отношение мощностей

$$N_c = m_c \frac{l_c^2}{t_c^3} = n_c^3.$$

Пусть, например,  $n_1 = z_1 = 700$  уд/мин., тогда:

$$n_c = \frac{n}{n_1} = \frac{1400}{700} = 2; \quad F_c = 2^2 = 4$$

(в том числе и для силы давления воздуха):

$$A_c = 2^2 = 4; \quad A_1 = \frac{A}{4} = \frac{7}{4} = 1,75 \text{ кгм}; \quad N_c = 2^3 = 8$$

и мощность новой машины

$$N_1 = \frac{N}{2^3} = \frac{4,95}{8} = 0,64 \text{ квт.}$$

Предположим, мы желаем изменить только диаметр цилиндра молотка при том же весе бойка  $Q_6 = Q_1 = Q_2$ , тогда из условия динамического подобия следует

$$\Pi = \frac{\rho_0 g D_1^2}{Q_6 l_1 \omega_1^2} = \frac{\rho_0 g D_2^2}{Q_6 l_2 \omega_2^2},$$

откуда

$$\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = \frac{l_1}{l_2} \left(\frac{\omega_1}{\omega_2}\right)^2.$$

Следовательно, для сохранения динамического подобия при одном и том же весе бойка за счет изменения диаметра цилиндра нужно или изменять число оборотов вала кривошипа, или изменять длину подушки (или одновременно изменять эти соотношения в соответствии с полученной зависимостью от величины изменения диаметров цилиндров).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. П. М. Алабужев: Исследование рабочего процесса электроотбойного молотка с упругой (воздушной) связью. Известия ТПИ, т. 61, в. 1, Томск, 1947.
2. П. М. Алабужев и И. П. Юдин. Экспериментальное исследование рабочего процесса электропневматического молотка. Труды ГГИ ЗСФАН, т. 8, Новосибирск, 1950.
3. П. М. Алабужев. Применение теории подобия и размерностей к исследованию моделированию машин ударного действия. Известия ТПИ, т. 73, Томск, 1952.
4. П. М. Алабужев. О формуле бурения и о рациональной форме обработки экспериментальных данных. Известия ТПИ, т. 75, Томск, 1953.
5. П. М. Алабужев, О. Д. Алимов, А. Г. Цуканов. О к. п. д. удара при ударно-вращательном бурении: Известия ТПИ, т. 75, Томск, 1953.
6. П. М. Алабужев. Применение графоаналитического метода расчета к исследованию рабочего процесса электропневматического молотка. Известия ТПИ, т. 75, Томск, 1953.

7. П. М. Алабужев, О. Д. Алимов. Влияние усилия подачи и угла поворота бура на производительность бурения. Известия ТПИ, т. 75, Томск, 1953.
8. П. М. Алабужев, О. Д. Алимов. Определение энергии удара в машинах ударного действия. Известия ТПИ, т. 76, Томск, 1953.
9. П. М. Алабужев. Некоторые итоги экспериментального исследования электрических машин ударного действия. Известия ТПИ, т. 78, Томск, 1954.
10. П. М. Алабужев, О. Д. Алимов. О конструировании электропневматических машин ударного действия. Известия ТПИ, т. 78, Томск, 1954.
11. П. М. Алабужев. Исследование рабочего процесса электропневматических машин ударного действия, Автореферат докторской диссертации. Полиграфиздат, Томск, 1954.
12. П. М. Алабужев. Электропневматические машины ударного действия. Известия ТПИ, т. 88, Томск, 1956.
13. О. Д. Алимов. Механизм разрушения горных пород при ударно-вращательном бурении. Известия ТПИ, т. 75, Томск, 1953.
14. И. И. Артоболевский. Некоторые проблемы динамики машин в приложении к задачам конструирования. Вестник металлопромышленности, № 7, 1939.
15. И. И. Артоболевский. К вопросу о режиме движения машины. Известия АН СССР, ОТН, № 2, 1952.
16. И. И. Артоболевский. Об уравнениях движения машинных агрегатов. Сб. трудов по сельскохозяйственной механике. Сельхозгиз, ГИСХЛ, 1952.
17. И. И. Артоболевский. Новая техника на великих стройках коммунизма. Коммунист, № 1, 1953.
18. Н. М. Батуев. Повышение производительности электроотбойных молотков и уменьшение веса. Механизация тяжелых и трудоемких работ, № 5, 1948.
19. Н. М. Батуев. Электрические молотки. ВНИИстройдормаш. Исследование машин и механизмов для строительных и дорожных работ, 1, Машгиз, 1950.
20. Н. М. Батуев. Энергетика электрических молотков и пути повышения их производительности. ВНИИстройдормаш. Исследование вибраторов и электрических молотков, VI, Машгиз, 1954.
21. Н. М. Герсиванов. Теория продольного упругого удара с применением к определению сопротивления свай. Собрание сочинений, т. 1, Стройвоенмориздат, 1948.
22. А. Ф. Засядько. О роли и задачах науки в горном деле, Уголь. № 6 (327), 1953.
23. А. И. Зимин. Задачи в области конструирования ковочных и штамповочных машин. Тяжелое машиностроение, № 2, 1941.
24. Н. А. Кильчевский. Теория соударения твердых тел. Гостехиздат, 1949.
25. П. В. Коваль. Угольные струги. Сборник «Научные работы студентов», Московский горный институт, 1952.
26. П. С. Кучеров. Теоретическое исследование и метод расчета параметров электромеханических отбойных молотков с кривошипно-шатунным приводом. Записи института горной механики, № 5, АН УССР, Киев, 1947.
27. А. М. Литвин. Техническая термодинамика. Госэнергоиздат, 1947.
28. В. М. Мостков. Основы теории пневматического бурения. Углетехиздат, 1952.
29. В. Г. Михайлов. Сверление шпуров. Metallurgizdat, 1947.
30. А. И. Остроушко. Разрушение горных пород. Гостехиздат, 1952.
31. Б. М. Ошурков. Техническая термодинамика. ГИТИ, 1931.
32. Г. В. Родионов. О новом направлении механизации выемки угля и задачах научного исследования. Труды ГГИ ЗСФАН, в. 3, 1948.

33. А. М. Руденко. Бурение с подачей воды через муфту. Горный журнал, № 8, 1953.
34. А. П. Смирнов. Теория рабочего процесса в поршневой паровой машине. Машгиз, 1951.
35. А. О. Спиваковский и А. В. Евневич. Основные вопросы развития горного машиностроения. Механизация тяжелых и трудоемких работ, № 1, 1948.
36. Б. В. Суднишников. Некоторые вопросы теории машин ударного действия. Изд. ЗСФАН, Новосибирск, 1949.
37. А. Ф. Суханов. Заправка и армирование буров. Углетехиздат, 1945.
38. А. М. Терпигорев, П. Н. Демидов, М. М. Протодьяконов. Горные машины для выемки пластовых полезных ископаемых. Углетехиздат, 1950.
39. А. В. Топчиев. Создание новых исполнительных органов угледобывающих машин и задачи научных исследований в этой области. Известия АН СССР, ОГТИ, № 1, 1953.
40. Е. П. Ункасов. Исследование пневматического приводного молота. Вестник металлопромышленности, № 2, 1938.
41. Е. А. Чудаков. Советское машиностроение — основа нового мощного технического процесса во всех отраслях народного хозяйства СССР. Известия АН СССР, Изд. техн. наук, № 12, 1952.
42. Ф. А. Шамшаев. Пути развития техники разведочного бурения. Записки ЛГИ, т. 20, Ленинград, 1948.
43. Л. Д. Шевяков. Горная промышленность СССР в пятой пятилетке. Знание, 1953.
44. К. Н. Шмаргунов. Электрические молотки. Машгиз, 1950.
45. Л. А. Шрейнер. Физические основы механики горных пород. Гостехиздат, 1950.
46. Е. Ф. Эпштейн. Теория бурения — резания горных пород твердыми сплавами. ГОНТИ, 1939.