

## К ВОПРОСУ О КОЛЕБАТЕЛЬНОМ ДВИЖЕНИИ КОРПУСА ЭЛЕКТРООТБОЙНОГО МОЛОТКА С КРИВОШИПНО- ШАТУННЫМ МЕХАНИЗМОМ

П. М. АЛАБУЖЕВ

§ 1. „Электромеханические отбойные молотки представляют чрезвычайно большой практический интерес не только для горной промышленности, но и для целого ряда других отраслей народного хозяйства. Этим определяется необходимость всестороннего теоретического их исследования, чему в литературе не уделено должного внимания“, пишет член-корреспондент АН УССР П. С. Кучеров [8].

Данная работа является попыткой выяснить некоторые вопросы, связанные с отдачей у электромеханических и электропневматических отбойных молотков с кривошипно-шатунным механизмом, который приводится в движение от электромотора, встроенного в корпус молотка. Неприятные явления, присущие машинам с возвратно движущимися частями, хорошо известны в практике (колебания фундаментов, вибрации коленчатых валов и т. д.) и достаточно полно освещены в литературе. Для электроотбойного молотка данный вопрос является особо актуальным, и одним из условий, предъявляемых к отбойному молотку, является требование пониженной отдачи при минимальном его весе. Иногда отдачей называют колебательное движение корпуса ударной машины во время ее работы; кроме того, принято называть отдачей также само отрицательное воздействие работающей ударной машины на оператора (работчего). Правильнее определять отдачу во втором смысле, т. е. как реактивное воздействие колеблющегося молотка на оператора, причем это реактивное воздействие (отдача) может быть значительно уменьшено уже только введением упругого элемента между молотком и оператором.

Уменьшение отдачи—это оздоровление условий работы и увеличение производительности труда. Уменьшение колебаний корпуса и отдельных частей машины—это борьба за долговечность и надежность самой машины. Радикальное уменьшение отдачи может быть достигнуто только путем рационального конструирования ударной машины (надлежащий выбор параметров, определяющих ее рабочий процесс, уравнивание сил, вызывающих колебания, введение упругих элементов). Не останавливаясь на описании различных схем и конструкций электрических молотков с кривошипно-шатунным механизмом, отметим, что выбор основных параметров—наиболее важная и ответственная часть работы при проектировании конструкции. Большой частью конструктор идет ощупью на основании имеющегося опыта работы, применяя иногда принцип динамического подбора.

Теоретическое исследование, с указанием метода расчета параметров электромеханических пружинных молотков, выполнено П. С. Кучеровым [8]; в этом исследовании не учитывается влияние сопротивлений, а также отражение бойка после удара, но тем не менее оно является ценным вкладом в дело проектирования „скомпрометированных“ (опытом работы) пружинных молотков.

Автором настоящей работы выполнено исследование рабочего процесса электропневматического молотка [1] при заданных его параметрах; на основании ряда расчетов указанным путем и экспериментов можно добиться желаемых результатов, т. е. подобрать соответствующие значения параметров, определяющих работу ударного узла с учетом неравномерности вращения мотора, отражения бойка и различного рода сопротивлений. Сущность расчета состоит в численном решении двух совместных нелинейных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами: уравнения движения бойка

$$m_b W_b = F \quad (1)$$

и уравнения движения мотора (поршня)

$$-\frac{d}{d\varphi} \left( I \frac{\omega^2}{2} \right) = M, \quad (2)$$

где

$m_b$  — масса бойка;

$W_b$  — ускорение бойка;

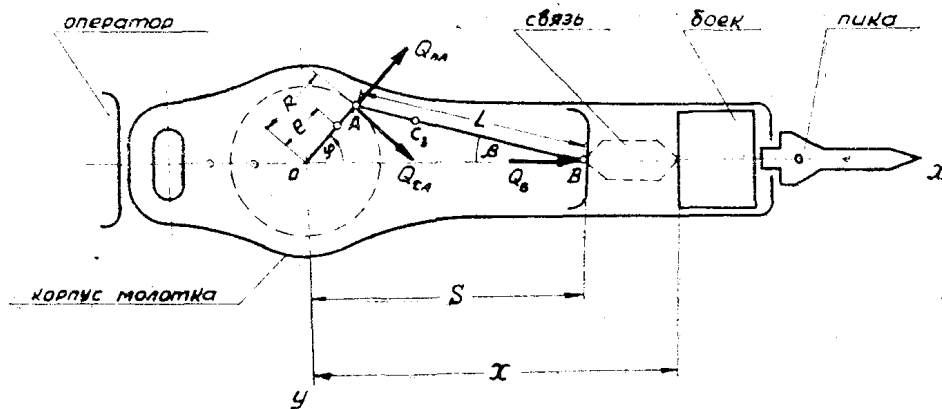
$F$  — результирующая всех сил, приложенных к бойку (в зависимости от конструкции составляющими могут быть: избыточная сила  $F_p$  давления воздуха, заключенного между поршнем и бойком, сила пружины— $F_{np}$ , сила сопротивления— $F_c$ , а также сила, передаваемая через жесткую связь между поршнем и бойком— $F_{cb}$ , сила тяжести— $F_g$ );

$I$  — момент инерции движущихся масс, приведенный к валу кривошипа;

$\omega$  — угловая скорость кривошипа;

$M$  — результирующий момент сил на валу кривошипа (в зависимости от конструкции составляющими могут быть:  $M_k$  — крутящий момент, редуцированный к валу кривошипа, обусловленный характеристикой мотора;  $M_Q$  — момент сил инерции возвратно движущихся масс;  $M_p$  — момент избыточного воздушного давления, действующего на поршень;  $M_{np}$  — момент давления пружин;  $M_c$  — момент сил трения).

Из решения уравнений (1) и (2) можно найти, в зависимости от угла  $\varphi$  поворота кривошипа (или времени  $t$ ), закон движения бойка  $x = f(t)$  и его скорость  $v_b$ , угловую скорость кривошипа  $\omega$ , давление воз-



Фиг. 1

духа  $p$  и т.д. Для наглядности полученные численные расчеты можно оформить в виде графиков, которые дают конструктору полное представление о рабочем процессе машины. На фиг. 1 изображена схема молотка

с кривошипно-шатунной передачей между мотором и бойком, причем между бойком и поршнем имеется какая-то связь (жесткая или упругая, которая в известные моменты времени может и отсутствовать). Выберем начало координат  $O$  на оси вала кривошипа, направив ось  $x$  по оси молотка; условимся плоскость  $xOy$  называть поперечной плоскостью по отношению к оси молотка и оси вала. Как видно из фиг. 1, расстояние поршня от оси вала определяется соотношением:

$$S = R \cos \varphi + L \cos \beta, \text{ кроме того } R \sin \varphi = L \sin \beta,$$

где

$$\left. \begin{array}{l} R - \text{радиус кривошипа,} \\ L - \text{длина шатуна} \end{array} \right\} \text{ обозначим через } \lambda = \frac{R}{L} \quad \left( \text{обычно } \lambda = \frac{1}{3} \right)$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{1/2} \approx 1 - \frac{\lambda^2}{2} \left( \frac{1 - \cos 2\varphi}{2} \right)$$

Ввиду малости  $\lambda$  ограничиваемся двумя первыми членами ряда, откуда после замены получим достаточно точное для практических целей выражение:

$$s = L \left( 1 - \frac{\lambda^2}{4} \right) + R \left( \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi \right),$$

$$\text{скорость поршня } v_n = \frac{ds}{dt} = -R\omega \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

$$\text{где } \omega = \frac{d\varphi}{dt}$$

и ускорение поршня

$$W_n = \frac{d^2s}{dt^2} = -R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) - R\varepsilon \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right),$$

$$\text{где } \varepsilon = \frac{d^2\varphi}{dt^2}$$

Рассматривая в дальнейшем вопрос об уравнивании сил инерции, развиваемых шатунно-кривошипным механизмом, приводим движущиеся массы к двум точкам  $A$  и  $B$  с приведенными массами:

$$m_A = m_1 \cdot \frac{e}{R} + m_3 \cdot \frac{b}{L},$$

$$m_B = m_2 + m_1 \cdot \frac{a}{L},$$

где

$m_1$  — масса кривошипа, сосредоточенная в его центре тяжести —  $G_1$

$m_2$  — масса поршня " —  $G_2$

$m_3$  — масса шатуна " —  $G_3$

Тогда сила инерции поступательно движущейся массы

$$Q = -m_B \cdot W_n$$

Сила инерции вращающейся массы имеет две составляющих: нормальную  $Q_{nA} = -m_A \cdot R\omega^2$  (центробежная сила) и тангенциальную  $Q_{tA} = -m_A R\varepsilon$  (касательная сила инерции).

С достаточной степенью точности кинетическая энергия системы мотор—кривошип—шатуи—поршень может быть представлена в виде

$$E = I_0 \cdot \frac{\omega^2}{2} + m_B \cdot \frac{v_n^2}{2} = I_0 \cdot \frac{\omega^2}{2} + \frac{m_B R^2 \omega^2}{2} \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)^2,$$

где  $I_0$ —момент инерции ротора электромотора и приведенной массы  $m_A$ . Следовательно, момент инерции, приведенный к валу кривошипа

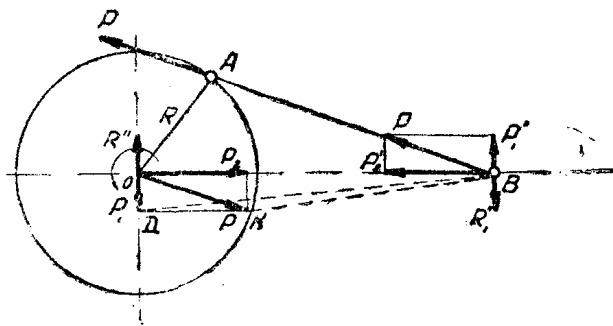
$$I = I_0 + m_B R^2 \left( \sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)^2.$$

Кинетическая энергия системы  $E = I \frac{\omega^2}{2}$  будет выражена в функции угла  $\varphi$ .

## § 2. Силы, действующие на корпус молотка

К корпусу молотка приложены внешние силы: со стороны рабочего и реактивная сила инструмента (или обрабатываемого материала). Эти силы уравнивают действие внутренних сил и их моментов во время работы машины. Известно, что „двигатель считается уравновешенным, если во время установившегося режима его работы жесткие опоры двигателя испытывают некоторые постоянные давления“ [4].

Имея уравнения движения бойка (1) и поршня (2) для любого угла  $\varphi$  поворота кривошипа, можем найти эти внутренние силы и их моменты. Реактивный момент  $M_k$ , приложенный к корпусу молотка, равен по величине моменту, крутящему вал  $M_k$  (обусловленному характеристикой мотора), и направлен в противоположную сторону вращению кривошипа, в этом можно убедиться из рассмотрения фиг. 2. По известным законам механики, если момент, результирующий пары  $M = \text{mom}(PP)$ , то, разложив силу  $P$ , приложенную в точке  $O$ , на составляющие  $P_1$  и  $P_2$ , перенеся силу  $P$ , приложенную в пальце кривошипа, в точку  $B$  и разложив ее на составляющие  $P'_1$  и  $P'_2$ , получим уравновешенную систему сил ( $P_2$  и  $P'_2$ ) и пару сил ( $P'_1 P_2$ ), момент которой равен моменту первоначальной пары ( $PP$ ).<sup>1)</sup>



Фиг. 2

Чтобы уравновесить эту пару, необходимо (согласно третьему закону Ньютона) к корпусу приложить внешнюю реактивную пару ( $R''R''_1$ ).

Изменения угловой скорости  $\omega$ , т. е. неравномерность вращения мотора (или вала кривошипа) вызывает изменение момента, действующего на корпус молотка, вследствие чего последний будет совершать колебательное движение в поперечной плоскости (в плоскости  $xoy$ ).— „Если бы мог быть построен механизм с  $M_{кр} = \text{const}$ , то колебания корпуса были бы минимальными. Показателем относительного достоинства различных кон-

<sup>1)</sup> Так как  $\text{mom}(PP) = 2 S_{\Delta OKB}$  и  $\text{mom}(P_1 P'_1) = 2 S_{\Delta ODB}$ ; но  $S_{\Delta OKB} = S_{\Delta ODB}$ , ( $OB$ —общая и  $DK \parallel OB$ , следовательно, высоты равны).

струкций, с точки зрения величины реактивного момента, является отношение

$$k = \frac{\max M_{кр}}{\text{средн.} M_{кр}} \quad (3)$$

Будем полагать, что вращающиеся массы динамически уравновешены, т.е. 1) центр тяжести вращающейся массы совпадает с осью вращения (введением противовесов, балансировки и т.д.); 2) ось вращения является главной осью инерции для данной массы.

При динамически неуравновешенной вращающейся массе (например, из-за неоднородности материала или неточности изготовления) развиваются центробежные силы и моменты, раскачивающие корпус. Пусть, например, в безредукторном молотке МБ центр тяжести смещен относительно оси вала на 1 мм, тогда при 3000 оборотах в минуту на 1 кг вращающейся массы будет действовать центробежная сила, равная 10 кг, меняющая свое направление 50 раз в секунду.

На корпус молотка в направлении его оси (фиг. 1) действует сила  $F = m_b \cdot W_b$  (сила связи) и развиваемая кривошипно-шатунным механизмом сила инерции поступательно движущейся массы  $m_B$ , равная  $Q_B = m_B \cdot \omega_B$  так как  $W_n = W_B$ .

Результирующую этих сил обозначим через  $R$

$$R = F + Q.$$

Сила  $R$  является внутренней для машины, поэтому центр тяжести всей системы должен быть неподвижным, что в свою очередь требует при наличии возвратно движущихся масс внутри молотка ( $m_b$  и  $m_B$ ) колебательного движения корпуса молотка в направлении его оси.

Наибольшее значение силы инерции от поступательно движущихся частей машины будет при  $\varphi = 0$ , т.е.

$$\max Q_B = m_B \cdot R \omega^2 (1 + \lambda)$$

В качестве примера (табл. 1) оценим  $\max Q_B$  для конструкций молотков КНШ-2, ОМ-1, МБ-3 (на холостом ходу)

Таблица 1

Конструкция	$R$ см	$n$ об/мин.	$\lambda = \frac{R}{L}$	$m_b \cdot g$ кг	$\max Q_B$ кг	Число ходов (ударов) поршни в сек.
КНШ-2	2	1000	0,25	1,6	35	17
ОМ-1	3,8	825	0,2	0,23	8	14
МБ-3	2	3000	0,25	0,15	37	50

Эти силы  $Q_B$  будут вызывать сотрясения корпуса и весьма чувствительно сказываться на операторе (особенно у безредукторных молотков, в которых на холостом ходу число ходов поршня равно числу оборотов электродвигателя).

Полное уравновешивание сил инерции первого порядка (т.е. члены  $m_B R \omega^2 \cos \varphi$ ) одноцилиндрового двигателя можно достигнуть при помощи системы противовесов, монтируемых на двух вспомогательных осях и приводимых в движение при помощи зубчатых передач. Но это устрой-

ство ввиду его громоздкости можно рекомендовать лишь для стационарных установок. Но в случае стационарной установки (передвижной ударной машины) целесообразнее спроектировать ударную машину эквивалентную многоцилиндровому двигателю.

Зная вес молотка  $G_m$ , его момент инерции относительно оси, проходящей через ось кривошипа  $I_m$  (или центр тяжести его), можно составить уравнения движения корпуса молотка под действием только внутренних сил

$$\begin{aligned} \frac{G_m}{g} \cdot \omega_m &= R \\ I_m \cdot \varepsilon_m &= M_k \end{aligned} \quad (3)$$

Интегрируя эти уравнения, можно определить за период (цикл) для данной конструкции максимальную амплитуду линейных и угловых колебаний корпуса  $\max X$  и  $\max \varphi$ , а также и значения  $v_m$  и  $\omega_m$  для любого угла  $\varphi$ .

Путем введения дополнительных внешних сил  $F^e$  и моментов  $M^e$  можно установить колебания корпуса в „вполне допустимых пределах“. Имея значения величин  $\omega_m = f(t)$  и  $\varphi_m = f_1(t)$  во втором приближении, можно рассчитать и оценить влияние гироскопического момента от вращающегося мотора, величина и направление которого определяются теоремой моментов количества движения:

$$\frac{d\bar{K}}{dt} = \bar{M}_{zup},$$

где принимаем момент количества движения  $K = I_0 \omega$ .

Причем здесь возможны следующие характерные в конструктивном отношении случаи:

1) когда ось мотора перпендикулярна к оси молотка (как, например, в МБ и ОМ-1), тогда колебания корпуса молотка будут происходить относительно оси, проходящей через вектор  $\bar{K}$  (в поперечной плоскости), скорость его конца будет равна нулю, и никакого реактивного гироскопического момента в этом случае нет (при отсутствии внешних сил и поворотов молотка в любом направлении);

2) когда ось мотора направлена по оси молотка или параллельна ей (например, в конструкциях молотков Сименс-Шукерт, КНШ, ЭМ), здесь колебания оси молотка в поперечной плоскости относительно оси, проходящей через вал кривошипа, будут вызывать появление скорости вектора  $\bar{K}$ , причем эта скорость равна  $|U_k| = K \cdot \omega_m = I_0 \omega \omega_m = M_{zup}$ .

Гироскопический реактивный момент  $M_{zup}$  вызовет движение корпуса молотка относительно новой оси, перпендикулярной к плоскости, проходящей через ось молотка и ось вращения вала кривошипа, что в свою очередь породит новое движение, противоположное по направлению к начальному движению (в каком-либо направлении) в поперечной плоскости к оси молотка. Следовательно, конструкции с одинаковым осевым расположением электродвигателя и молотка будут „более устойчивы“ к колебательным движениям корпуса, вызванным изменениями крутящего момента на валу кривошипа.

Можно также подсчитать и оценить силы инерции Кориолиса, развиваемые поступательно движущимися массами ( $m_b$  и  $m_B$ ) в их относительном движении по отношению корпуса молотка при известной его угловой скорости  $\omega_m$ . Чтобы найти направление ускорения Кориолиса  $W_c$ , нужно скорость поршня  $v_n$  и бойка  $v_b$  спроектировать на плоскость, перпендикулярную оси вращения корпуса молотка, и повернуть их на  $90^\circ$  в направлении вращения (т. е.  $\omega_m$ ). Величина сил инерции Кориолиса

подсчитывается отдельно для бойка  $Q_{cb} = 2m_b v_b \omega_m$  и для поступательно движущейся массы, приведенной к поршню  $\approx 2m_B v_n \omega_m$  (если вращение молотка происходит в поперечной плоскости).

Момент от сил инерции Кориолиса будет

$$(M_{cb} = Q_{cb} \cdot x \text{ и } M_{cb} = Q_{cb} \cdot S)$$

в поперечной плоскости к оси молотка и вызывает дополнительные колебания корпуса, причем эти колебания усиливаются, когда массы  $m_b$  и  $m_s$  движутся от инструмента к рукоятке (при обратном ходе) и уменьшаются при рабочем ходе, т. е. когда эти массы движутся в направлении к инструменту.

Величина этих сил (и моментов) может быть уменьшена только за счет уменьшения  $\omega_m$ , т. е. первоначальных колебаний корпуса молотка.

Для молотка ОМ-1:

$$M_{cp} = 0,6 \text{ кг. м}; \quad M_{зир} \approx 0,06\omega; \quad M_{кор} \approx 0,75\omega \text{ кг. м.}$$

### § 3. Выражение возмущающих сил в виде ряда Фурье и определение частот собственных колебаний элементов молотка

Период рабочего процесса молотка зависит от его конструкции и режима работы. Для молотка типа ОМ-1 и КНШ период равен одному обороту вала кривошипа; для молотка МБ на холостом ходу период равен одному обороту кривошипа; при установившемся рабочем режиме период равен кратному числу оборотов электродвигателя в зависимости от выбранного пропуска ударов. Как период  $T$ , так и ряд величин, характеризующих рабочий процесс молотка (угловая скорость  $\omega$ , крутящий момент на валу  $M_k$ , путь бойка  $x_b$ , результирующее движение сил связи на боек и корпус молотка и т. д.), при выбранных его параметрах, могут быть найдены из совместного решения уравнений (1) и (2) или экспериментально. Весьма полезно некоторые из этих величин представить не только в виде графика, но и иметь аналитическое выражение. Особенно это относится к периодически действующим возмущающим силам, вызывающим вынужденные колебания, которые можно представить в виде составляющих ряда Фурье:

$$f(\varphi) = A_0 + \sum_{h=1}^{\infty} (A_h \sinh h\varphi + B_h \cosh h\varphi),$$

где  $h = 1, 2, 3, \dots$

„С разложения в ряд Фурье должно начинаться всякое исследование вынужденных колебаний“, указывает проф. Е. Л. Николаи [14]. Ввиду практической важности вопроса о гармоническом разложении периодической функции, в литературе имеется несколько приемов, позволяющих вычислять коэффициенты  $A_h$  и  $B_h$ , как-то: аналитические и графические методы, табличные способы и механические приемы.

В литературе по динамике ДВС обычно имеются таблицы, облегчающие расчеты [10; 13].

В практике вычислений обычно достаточно некоторое конечное число членов этого ряда в зависимости от вида разлагаемой функции, например, при разложении  $R$  для конструкции ОМ-1 потребовалось 8 членов ряда.

При совпадении частоты собственных колебаний любой из деталей молотка с частотой одной из гармоник возмущающей силы (резонанс) могут возникнуть колебания большой амплитуды, вследствие чего воз-

возможны перенапряжения и поломки у отдельных элементов молотка (корпус молотка, коленчатый вал, вал ротора электродвигателя, пружины и т. д.). При совпадении частоты колебаний корпуса молотка с одной из частот возмущающей силы или момента возможны наибольшие вибрации корпуса молотка и статора электродвигателя. В общем случае данный вопрос является весьма сложным, и нахождение частот собственных колебаний корпуса молотка может быть рассмотрено на основании приближенного энергетического способа Релейя, сущность и описание которого можно найти в литературе, указанной в конце работы [5]; [18]; [21].

Определение величин перемещений различных точек корпуса молотка при его продольных упругих колебаниях, а также на происходящих от них напряжениях не входит в нашу задачу.

Определение частот собственных продольных колебаний корпуса молотка может быть в первом приближении найдено, как колебание призматического стержня по следующим формулам. Для стержня с обоими свободными концами или с обоими закрепленными концами

$$\omega_h = \frac{\pi h}{l} \sqrt{\frac{Eg'}{\gamma}}$$

Для стержня с одним свободным и другим закрепленным концом

$$\omega_h = \frac{(2h-1)\pi}{l} \sqrt{\frac{Eg'}{\gamma}}$$

где

- $h$  — целое число, соответствующее порядку колебаний,
- $g$  — ускорение силы тяжести,
- $E$  — модуль упругости материала стержня при растяжении,
- $\gamma$  — удельный вес материала стержня,
- $l$  — длина стержня.

Эти формулы приведены в указанной литературе, например [18]. Вывод их можно найти [5; 6; 7; 21].

Рассмотрим, например, согласно первой формуле, частоту свободных колебаний основного тона, т.е.  $h=1$ , при  $l=50$  см,  $E=2,2 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup>,  $\gamma=7,8$  г/см<sup>3</sup>:

$$\omega_1 = \frac{3,14}{50} \sqrt{\frac{2,2 \cdot 10^6 \cdot 980}{7,8 \cdot 10^{-3}}} \approx 3,3 \cdot 10^1 \frac{1}{\text{сек.}}$$

Для безредукторного молотка синхронная угловая скорость  $\omega = \pi \cdot 10^2$  следовательно, нет оснований для опасений возникновения резонанса.

Определение частот собственных продольных колебаний витых пружин с исчерпывающей полнотой изложено у С. Д. Пономарева [16], а необходимые формулы для расчета с соответствующей номограммой даны С. В. Серенсенем [17].

Здесь автор считает уместным отметить, что вряд ли целесообразно ориентировать конструкторов на настройку в пружинных молотках колеблющейся ударной части на резонанс с возмущающей силой, так как 1) ввиду изменения в напряжении сети число оборотов электродвигателя постоянно, 2) вследствие упругого удара происходит резкое изменение начальных условий в установившихся резонансных колебаниях бойка.

Поскольку на корпус молотка действует реактивный крутящий момент и, кроме того, молотком пользуются в качестве рычага при откалывании породы, то, очевидно, прочность корпуса должна быть проверена и на поперечный изгиб и на поперечные колебания. Вопрос о крутильных колебаниях для существующих конструкций электроотбойных молотков не является актуальным, так как явление резонанса при крутильных колеба-



ниях у вала с кривошипом практически отсутствует, вследствие малой приведенной длины редуцированного вала  $l_{ред.}$  и малости среднего момента инерции возвратно движущихся масс (за один оборот) в сравнении с моментом инерции  $J_0$  вращающихся масс (электродвигателя и редуктора), приведенных к валу кривошипа.

Для приближенного вычисления наименьшей собственной частоты крутильных колебаний можем рассматривать электродвигатель и кривошипно-шатунный механизм, как двухмассовую систему, для которой период колебаний определяется по формуле:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I_1 I_0 l_{ред.}}{g I_p (l_1 + l_0)}}$$

см., например [10], где

$g$  — модуль упругости при сдвиге,

$I_p$  — полярный момент инерции поперечного сечения редуцированного вала.

В приводимой ниже табл. 2 для конструкций КНШ-2, ОМ-1, МБ-3 показано сопоставление величин: числа собственных колебаний в минуту двухмассовой системы  $n_1$  и числа оборотов электродвигателя в минуту  $n$ .

Таблица 2

Конструкция	КНШ-2	ОМ-1	МБ-3
$n_1$ кол./мин.	$3,2 \cdot 10^5$	$6,4 \cdot 10^5$	$2,1 \cdot 10^5$
$n$ об/мин.	$10^3$	$8,2 \cdot 10^2$	$3 \cdot 10^3$

В конструкциях, имеющих вентилятор, можно (по соответствующим формулам) определить главные частоты колебаний трехмассовой системы—ротор электродвигателя—вентилятор и кривошипно-шатунный механизм, редуцированный к валу электродвигателя (если вентилятор на нем поставлен). Вибрационные колебания в статоре электродвигателя могут быть устранены путем устройства ротора с соответствующей обмоткой в виде „елочки“ [5]. Наконец, при расчете на динамическую прочность корпуса (а также и отдачи) нужно иметь в виду наличие удара при посадке корпуса молотка на буртик инструмента. Здесь в первом приближении можно воспользоваться рассмотренным у С. П. Тимошенко [21] вопросом продольного удара призматических стержней.

#### § 4. Возможности для уменьшения отдачи

Как видно из предыдущего параграфа, для электропневматического (и электромеханического) молотка имеют главное значение колебательные движения корпуса молотка, рассматриваемого как твердое тело (и в меньшей степени имеют значение упругие вибрации отдельных элементов).

В целях уменьшения колебаний корпуса необходимо:

- 1) тщательное динамическое уравнивание вращающихся масс (особенно в безредукторных системах);
- 2) выравнивание величины крутящего момента;
- 3) применение динамических демпферов;
- 4) введение в систему упругих элементов.

Выравнивание крутящего момента двигателя может быть достигнуто при помощи пневматического аккумулятора, предложенного проф. Л. К. Мартенсом [11], рациональное проектирование и конструктивное осуще-

ствление которого потребует значительного труда и времени. Кроме того, как отмечает проф. Е. Д. Львов, аккумулятор избыточных работ „надлежит выполнить для нагрузки двигателя и числа оборотов, наиболее часто имеющих место в эксплуатации проектируемого двигателя“ [10]. Применение аккумуляторов Мартенса в электроотбойном молотке усложнит конструкцию и вызовет нежелательное увеличение габаритов и веса. Это приспособление можно иметь в виду в качестве резерва при проектировании колонкового перфоратора.

Существенное значение для повышения к.п.д. машины и выравнивания величины крутящего момента имеет мотор и его характеристика. В данном случае желателен специальный мотор (соответствующий работе ударного узла) с небольшим изменением крутящего момента от числа оборотов.

В известной мере средством, выравнивающим крутящие моменты на валу, является система маятниковых демпферов, развивающих силы инерции, направленные в обратную сторону по отношению к внешним силам, раскачивающим систему. Основное применение маятниковые демпферы находят при изменении крутильных колебаний в коленчатом валу. При динамическом демпфировании в системе нет рассеивания энергии. Удачным применением маятниковых демпферов являются конструкции, в которых в качестве демпферов использованы подвижные противовесы [5].

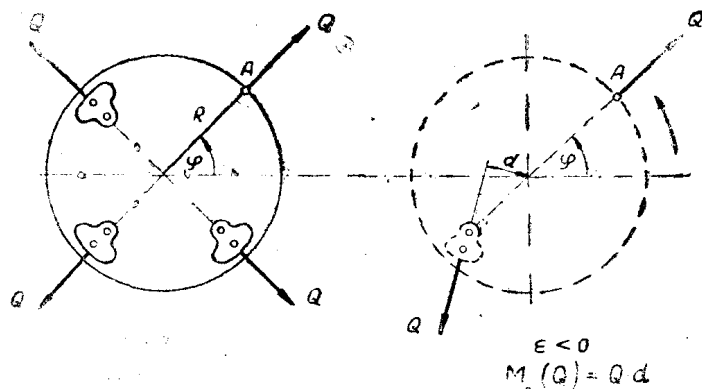
Из фиг. 3 видно, что при замедленном вращении кривошипа ( $\epsilon < 0$ ) маятниковый противовес отклоняется в сторону вращения и развивает дополнительный момент от силы инерции  $Q$  в направлении вращения; при  $\epsilon > 0$  маятник будет являться тормозом.

Кроме реактивного момента, на корпус молотка в направлении его оси действует периодически меняющаяся сила  $R$ , которая является результирующей сил инерции, развиваемых возвратно движущимися массами, и силы связи, действующей со стороны бойка. Перед конструктором имеется возможность ослабить эту силу путем устройства динамического поглотителя колебаний, настроенного на соответствующую гармонику возмущающей силы.

У Ден Гартога (а также и у Ольсона) описано устройство электрической машинки для стрижки волос с динамическим поглотителем колебаний, который применяется для устранения крайне неприятных для парикмахера колебаний корпуса.

„Механизм, рассматриваемый как свободное тело в пространстве, лишенное действия внешних сил, должен иметь неподвижный центр тяжести и главные оси инерции“ [5]. Здесь имеется аналогия с рассматриваемой нами задачей: в молотке боек, поршень, шатун находятся в движении под действием внутренних сил, и из условия неподвижности центра тяжести системы следует движение корпуса молотка в противоположном направлении.

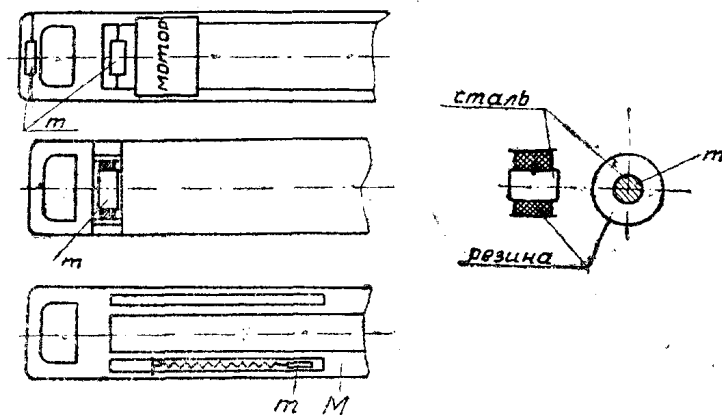
Вопрос о динамическом поглотителе колебаний заслуживает внимания, и необходима постановка расчетных и экспериментальных работ применительно к ударным машинам.



Фиг. 3

Конструктивно, например, динамический поглотитель колебаний можно осуществить в виде массы  $m$ , прикрепленной плоскими стальными пружинами (или резиной) к корпусу молотка и даже в его рукоятке (фиг. 4). Необходимо, чтобы масса поглотителя находилась на линии действия возмущающей силы и имела бы возможность движения в этом направлении.

Наконец, необходимо подумать о возможности конструирования динамического поглотителя в направлении ствола, путем высверливания в нем длинных каналов небольшого диаметра, фиг. 4, с тем, чтобы поглотитель малой массы имел возможность осуществления больших ходов. Академи-



Фиг. 4

ком А. Н. Крыловым приводится расчетный пример, когда „успокоитель уменьшает амплитуду колебаний массы  $m$  в 6 раз, хотя его собственная масса составляет всего 1/1000 от массы  $m$ , но зато амплитуда его колебаний будет в 50 раз больше амплитуды колебаний массы  $m$ “ [7]. Этот же пример рассмотрен и у Л. Г. Лойцянского и А. И. Лурье [9]. Если вес молотка порядка 15 кг, то вес поглотителя колебаний достаточен (согласно этому примеру)  $\approx 15$  г. Кроме того, можно в поглотитель ввести сопротивления (например, вязкое масло, мало меняющее свои свойства с нагревом). Эти сопротивления, тормозя колебания виброгасителя, в то же время будут тормозить и колебания основной системы.

Вопрос о влиянии упругой опоры на величины опорной реакции рассмотрен Девилльером [4]. Вопросу о виброизоляции у Ден Гартога посвящена глава [5] с применением к электрическим машинам и автомобилю; оказывается, что вопрос о виброизоляции тесно связан с соотношением частот собственных колебаний  $\omega_0$  массы  $m$  на упругой связи и частотой возмущающей силы  $\omega$ .

График изменения множителя усиления  $\beta$  (множитель резонанса) в зависимости от соотношения частот  $\nu = \frac{\omega}{\omega_0}$  изображен на фиг. 5. Зависимость между максимальной динамической и статической деформациями выразится:

$$x_{max} = \beta \cdot x_{ст}, \text{ где } x_{ст} = \frac{R_1}{c},$$

$c$  — жесткость пружины (упругой связи) между корпусом молотка и рукояткой (фиг. 6),

$R_1$  — максимальное значение составляющей возмущающей силы;

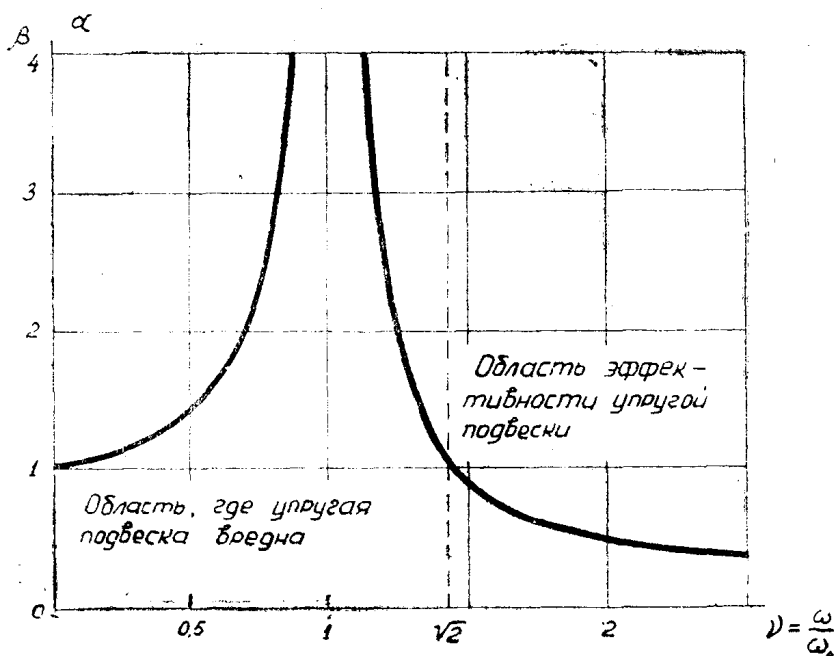
$R_x = R_1 \cdot \sin \omega t$  — одна из гармонических составляющих возмущающей силы,

$P$  — передающаяся сила оператору, причем  $P_{max} = c \cdot x_{max}$ .

Определим коэффициент передачи усилия, как отношение максимальной величины передаваемого усилия к максимальному значению возмущающей силы

$$\alpha = \frac{P_{max}}{R_1} = \frac{c \cdot X_{max}}{R_1} = \frac{X_{max}}{X_{ст}} = \beta,$$

следовательно, коэффициент передачи усилия упругой связи совпадает со значением величины множителя резонанса. При отсутствии сопротивлений

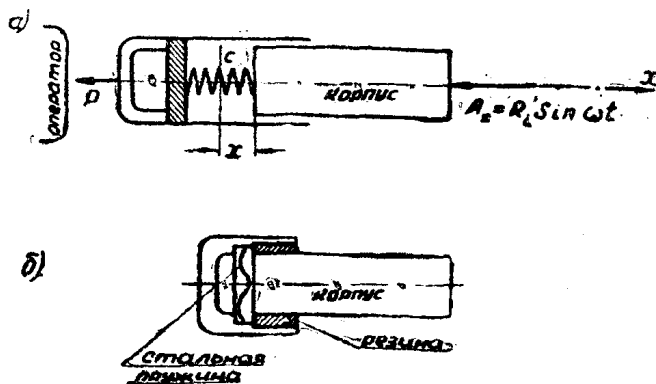


Фиг. 5

коэффициент динамичности (или коэффициент нарастания колебания) определяется известной формулой:

$$\beta = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2},$$

в нашем случае  $\omega$  — частота возмущающей силы,



Фиг. 6

$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$  — частота свободных колебаний корпуса молотка на пружине, вес молотка  $G_M = gm$ .

Как видно из фиг. 5, для того, чтобы передающее усилие было мало, необходимо, чтобы двигатель работал в „зарезонансной“ области (т. е. чтобы возмущающая сила была противоположна по фазе положению колеблющейся массы молотка).

Зная массу молотка и частоту возмущающей силы, легко рассчитать и жесткость упругой подвески. Пусть, например:

$$\nu = \frac{\omega}{\omega_0} = 5, \text{ тогда } \beta = \alpha = \frac{1}{1-5^2} = \left| \frac{1}{24} \right|$$

и  $P_{max} = \frac{R_1}{24}$ , передающее усилие уменьшено в 24 раза.

$$\omega_0 = \frac{\omega}{5} = \sqrt{\frac{c}{m}}, \text{ откуда } c = \frac{\omega^2}{25} \cdot m.$$

Для молотка МБ  $\omega \approx 300 \frac{1}{сек}$ ,  $G_m = gm = 10 \text{ кг}$

и жесткость пружины  $c = 36 \text{ кг/см}$

при  $\nu = \frac{\omega}{\omega_0} = 10$ ,  $\alpha = \frac{1}{99}$  и  $c = 9 \text{ кг/см}$ .

Подбираемая пружина должна обеспечить силу нажатия со стороны оператора 20—30 кг.

Применяя вместо стальных пружин для целей амортизации резину, необходимо учитывать демпфирующие силы.

В этом случае коэффициент передачи усилия:

$$\alpha = \sqrt{\frac{1 + 4\mu^2\nu^2}{(1 - \nu^2)^2 + 4\mu^2\nu^2}},$$

$$\text{где } \nu = \frac{\omega}{\omega_0} \text{ и } \mu = \frac{b}{b_{кр}},$$

$b$ —коэффициент скоростного демпфирования (множитель затухания при скорости),

$b_{кр} = 2\sqrt{cm} = 2m\omega_0$  — критическое значение множителя затухания, которое отделяет колебательный тип движения от затухающего в случае свободных колебаний.

При  $\mu = 0$  имеем случай, изображенный на фиг. 5. Наличие некоторого затухания ( $\mu \neq 0$ ) имеет выгоду в более широком диапазоне изменения угловой скорости (при пуске и переходе через резонанс, хотя и повышает значение  $\alpha$  в области эффективности упругой подвески).

Не вдаваясь в различные формулы конструктивного осуществления, укажем на возможность применения резины, хорошо работающей на срез, фиг. 6-б.

Желательно введение упругой связи между электродвигателем и кривошипом, которая срежет „пики“ в крутящем моменте (особенно важно в электропневматических молотках).

Наконец, упругая связь в виде амортизатора смягчающего удара важна при посадке ствола на бурт инструмента.

## § 5. Заключение

Электроотбойный молоток представляет собою машину, подверженную действию разнообразных сил, меняющихся с течением времени. При неравновешенности масс и непринятии мер к выравниванию результирующих сил и моментов возникают крайне неприятные сотрясения корпуса быстрая порча движущихся частей и снижение производительности труда (отдача, шум).

Показателями колебаний корпуса (отдачи) можно считать:

1) при известном законе изменения силу  $R$  и момент  $M$ ; характерно само изменение этих величин с течением времени (или угла) или иначе, как отмечает Б. В. Суднишников [20], изменение формы импульса сил и моментов. Так как отдача зависит от режима работы, то характеристиками ее могут быть угловая скорость  $\omega$  и число ударов в минуту  $z$ . Кроме того, показательными величинами являются отношения максимальных значений величин  $R$  и  $M$  к их средним значениям:

$$K_1 = \frac{R_{max}}{R_{сред}} \quad \text{и} \quad K_2 = \frac{M_{max}}{M_{сред}};$$

2) амплитуды колебаний корпуса  $x_{max}$  и  $\psi_{max}$  как под действием только внутренних сил моментов, так при различного рода приложенных силах (для оператора в смысле отрицательного воздействия большое значение имеют амплитуды колебания).

В целях уменьшения отдачи необходимо рационально подбирать параметры молотков, что равносильно правильному выбору силовой диаграммы.

Необходима также постановка и проведение расчетных и экспериментальных исследований над опытными образцами соответствующих конструкций молотка с применением различных возможных средств, уменьшающих отдачу; разработать методику экспериментального исследования (с учетом имеющегося опыта в отделах вибрации конструкторских бюро), выявить и оценить взаимное влияние оператора и ударной машины. Установить объективные коэффициенты, характеризующие степень отдачи.

Несомненно, что стоимость первоначальных затрат при изготовлении хорошей ударной машины повысится в связи с предварительными исследованиями и экспериментами, поисками специальных износостойких материалов для ее изготовления, тщательности самого изготовления и сборки, но зато повысится надежность и большая продолжительность ее работы, а следовательно, и экономичность.

В ручном же отбойном молотке, как в фокусе, сосредоточен ряд труднейших вопросов для проектирования, так как нужен экономичный, надежный в работе, легкий молоток с пониженной отдачей.

С принципиальной же стороны эффективность самого удара при отбойке позволяет думать, что возможны не только ручные отбойные молотки, но и передвижные стационарные комбинированные машины ударного действия, где вопросы действия удара и отдачи на фундамент (остов машины) попрежнему не теряют своей актуальности.

### ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Алабушев П. М. Исследование рабочего процесса электроотбойного молотка с упругой (воздушной) связью. „Известия ТПИ“, т. 61, вып. 1, 1947.
2. Батуев Н. М. Электрические ударные перфораторы, журн. „Механизация трудоемких и тяжелых работ“, Москва, 1947, № 4.
3. Вильсон В. К. Уравновешивание двигателей внутреннего сгорания. ОНТИ, Москва, 1935.

4. Девилльер Легкие двигатели внутреннего сгорания, т. 1, ОНТИ, Москва, 1931.
5. Ден Гартог Д. П. Теория колебаний, Москва, 1942.
6. Карман Т. и Био М. Математические методы в инженерном деле, ОГИЗ, Москва, 1946.
7. Крылов А. Н. О некоторых дифференциальных уравнениях математической физики, имеющих приложение в технических вопросах, Ленинград, 1932.
8. Кучеров П. С. Теоретическое исследование и метод расчета параметров электромеханических отбойных молотков с кривошипно-шатунным приводом. Записки института горной механики, АН УССР, Киев, 1947.
9. Лойцянский Л. Г. и Лурье А. И. Теоретическая механика, т. III, Ленинград, 1943.
10. Львов Е. Д. Динамика поршневых двигателей, ОНТИ, Москва, 1936.
11. Мартенс Л. К. Динамика поршневых двигателей, ОНТИ, Москва, 1932.
12. Машиностроение. Энциклопедический справочник, том 1, в. 2. Москва, 1947.
13. Нейман И. Ш. Динамика авиационных двигателей. Москва, 1940.
14. Николаи Е. Л. Теоретическая механика, часть III, ГОНТИ, Ленинград, 1939.
15. Николаи Е. Л. Колебательные движения и явления резонанса в фундаменте лесовальной рамы, жур. „Лесное хозяйство и лесная промышленность“, Ленинград, 1929.
16. Ольсон Г. Динамические аналогии, Москва, 1947.
17. Пономарев С. Д. Расчет и конструкция витых пружин, Москва, 1938.
18. Серенсен С. В., Тетельбаум И. М., Пригоровский Н. И. Динамическая прочность в машиностроении, Машизд., 1945.
19. Смирнов В. И. Курс высшей математики для физиков и техников, т. 2, Москва, 1931.
20. Суднишников Б. В. Некоторые вопросы теории машин ударного действия, Новосибирск, 1949.
21. Тимошенко С. П. Теория колебаний в инженерном деле, ОНТИ, Москва, 1931.
22. Шмаргунов К. Н. Электрические отбойные молотки — конструкции, расчеты и испытания, Москва, 1937.