



Ордена Трудового
Красного Знамени

**ИНСТИТУТ
ГОРНОГО
ДЕЛА**
ИМЕНИ
А. А. СКОЧИНСКОГО

А. В. ДОКУКИН, Ю. Д. КРАСНИКОВ,
А. А. ШУБИН, И. В. МИХАЙЛИН

**МЕТОДИКА
РАСЧЕТА ИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА
ДИЗЕЛЬНОГО ТИПА**



**МОСКВА
1976**

Министерство угольной промышленности СССР
Академия наук СССР
Ордена Трудового Красного Знамени
Институт горного дела им. А. А. Скочинского

Лаборатория
динамики горных машин
и импульсной техники

Утверждена
зам. директора института
проф., докт. техн. наук
А. С. Кузьмичом
21 октября 1975 г.

Проф., докт. техн. наук А. В. ДОКУКИН,
проф., докт. техн. наук Ю. Д. КРАСНИКОВ,
докт. техн. наук А. А. ШУБИН,
инж. И. В. МИХАЙЛИН

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ДИЗЕЛЬНОГО ТИПА



Москва
1976

В методике изложены вопросы теории импульсного привода со свободно движущимся поршнем как многомассовой системы при адиабатическом и политропном процессах, происходящих в рабочем веществе. На основе термодинамики и теории колебаний выведены расчетные формулы для определения основных параметров импульсного привода с учетом влияния на ее работу свойств струговой установки. В качестве примера дан числовой расчет импульсного привода дизельного типа.

Методика предназначена для научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций, занимающихся проектированием и созданием импульсных струговых установок с дизельным приводом.



Институт горного дела им. А. А. Скочинского
(ИГД им. А. А. Скочинского), 1976

ВВЕДЕНИЕ

Принцип действия статического струга аналогичен принципу резания металла на металлообрабатывающих станках. Однако в отличие от металла горная порода, как правило, обладает значительной неоднородностью и содержит твердые включения, неравномерно распределенные в горном массиве. Кроме того, из-за больших габаритов струговой установки и действующих на нее нагрузок рабочие элементы машины при разработке пород получают значительную деформацию. Поэтому в них за период нагружения, до начала разрушения породы, накапливается достаточно большое количество потенциальной энергии. Вследствие этого при высвобождении потенциальной энергии в момент разрушения породы плавная ритмичная работа статического струга нарушается. В результате возникает значительная перегрузка рабочих элементов машины, приводящая в некоторых случаях даже к их разрушению от случайно попадающихся в породе очень твердых включений.

В отличие от принципа работы статического струга принцип действия импульсного привода основан не на явлении резания, а на ударном разрушении породы.

Динамические процессы, происходящие при работе импульсного привода, можно охарактеризовать как процессы внутренней и внешней динамики системы. Под внутренней динамикой системы понимаются совместные термодинамические и динамические процессы механической системы. Внешняя динамика характеризуется ударным режимом, оказывающим влияние на движение системы, связанной с тяговым устройством.

Импульсный привод представляет собой двигатель-дизель со свободно движущимся поршнем, работающий в двухтактном режиме (рис. I).

В настоящее время в Советском Союзе и за рубежом широкое применение получили двигатели со свободно движущимися поршнями. В этих двигателях движение поршня, т.е. его перемещение и скорость, зависит не только от термодинамического процесса рабочих тел, но и от сил инерции массы поршня, что характеризуется непостоянством величины хода поршня. Поэтому разработка вопросов теории таких двигателей даже в простейших случаях значительно усложняется в отличие от вопросов теории двигателей с кривошипно-шатунными механизмами. В связи с тем, что на термодинамические процессы, происходящие в двигателе со свободно движущимся поршнем, оказывает влияние динамика системы (силы инерции масс поршня и подвижного основания, а также силы упругости крепежных приспособлений), необходимо совместное решение уравнения первого закона термодинамики и системы уравнений движения всей динамической системы.

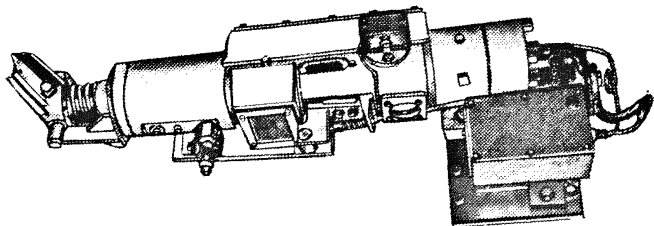


Рис. 1. Общий вид импульсного привода

Для двигателей со свободно движущимися поршнями термодинамические и динамические процессы, связанные с движением поршня, описываются совмещенным нелинейным дифференциальным уравнением третьего порядка [1]. В этом уравнении значения перемещений поршня выражены в функции времени. Решение такого нелинейного уравнения представляет значительные трудности и возможно только с помощью ЭВМ. Если учесть, кроме того, влияние массы корпуса и подвижного основания привода на динамический процесс, а также упругие свойства тягового устройства и закон горения топлива, то получаемое при этом нелинейное дифференциальное уравнение в еще большей степени усложняется. Решение такого уравнения вообще малодоступно для практики.

В настоящей работе термодинамические и динамические процессы системы рассматриваются в совокупности и не в функции времени, а в функции перемещения с учетом влияния массы подвижного основания и упругих свойств тягового устройства. Это позволило

проинтегрировать получаемые нелинейные уравнения в замкнутом виде и найти удобные для расчета формулы.

Так как рассматриваемая система импульсного привода имеет две степени свободы, то решение такой системы оказалось возможным только благодаря обобщению силы инерции, содержащей эквивалентную массу. Как показано в работе, определение величины эквивалентной массы, которая в общем виде с учетом затухания является комплексной величиной, не представляет затруднений.

Поскольку процесс горения топлива в основном происходит при достаточно малом перемещении поршня, то при интегрировании уравнения первого закона термодинамики использованы свойства дельта-функции Дирака. В этом случае закон горения топлива не представляет интереса, так как окончательный результат интегрирования от него не зависит.

В работе дан пример числового расчета импульсного привода на основе разработанной методики. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показало их хорошее согласование.

Для оценки целесообразности применения импульсного привода при разрушении пород с различными прочностными свойствами исследовалась работа статического струга в двух основных режимах: нагружения и удара, характеризующегося рядом сколов породы. При рассмотрении работы статического струга учтены силы трения, возникающие между цепью и породой.

ВЫВОД ОСНОВНЫХ УРАВНЕНИЙ

Зависимость давления P от перемещения поршня найдем, пользуясь первым законом термодинамики, который связывает величину давления с величиной перемещения поршня при горении топлива, подаваемого в цилиндр двигателя.

Аналитическое выражение первого закона термодинамики имеет вид

$$dQ = A(dU + dL), \quad (1)$$

где Q — количество теплоты;

A — тепловой эквивалент работы; $A = 1/427$ ккал/кгс.м;

U — внутренняя энергия; $U = U(V, T, \dots)$;

L — внешняя работа.

Пренебрегая внутренней энергией, затрачиваемой на преодоление сцепления молекул, можно написать

$$du = \frac{\partial u}{\partial T} dT ,$$

т.е. величина u — функция только температуры T . Так как внешняя работа L в рассматриваемом случае выражается в изменении объема газа под действием давления P , то приращение работы будет $dL = p dV$. Подставляя в формулу (I) выражения для du и dL , получим

$$dQ = A \frac{\partial u}{\partial T} dT + A p dV . \quad (2)$$

Пользуясь известными соотношениями из термодинамики

$$A \frac{du}{dT} = c_v ; \quad c_p - c_v = AR ; \quad dT = \frac{1}{R} d(pV) ,$$

формулу (2) можно переписать:

$$dQ = \frac{c_p}{R} d[pV] + A p dV$$

или

$$R dQ = c_p d[pV] + A R p dV .$$

Заменяя в этом выражении AR и R разностью теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме $c_p - c_v = AR$, получаем

$$\frac{c_p - c_v}{A} dQ = c_v d(pV) + (c_p - c_v) p dV$$

или

(3)

$$\frac{\kappa - 1}{A} \cdot \frac{dQ}{ds} = V \frac{dP}{ds} + \kappa P \frac{dV}{ds} ,$$

где $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ — отношение теплоемкостей;
 $P = \rho \cdot F$ — давление газов.

Уравнение (3) в рассматриваемом случае можно переписать так:

$$\left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s\right) \frac{d\rho}{ds} + \kappa\rho = \frac{\kappa-1}{A} \frac{dQ}{ds}$$

или

$$\frac{d\rho}{ds} + \frac{S_{HI}}{\varepsilon} \cdot \rho = \frac{\kappa-1}{A\left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s\right)} \cdot q(s), \quad (4)$$

где ε - степень сжатия, т.е. отношение рабочего объема цилиндра к объему камеры сгорания;

$q(s) = \frac{dQ}{ds}$ - закон горения топлива;

s - перемещение поршня;

S_{HI} - начальная длина рабочей части цилиндра.

Решение уравнения (4) принимаем в виде

$$\rho = C_1 e^{\lambda s}, \quad (5)$$

где C_1 и λ - функции от s .

Дифференцируя выражение (5), получаем

$$\frac{d\rho}{ds} = \frac{dC_1}{ds} e^{\lambda s} + \rho \left(\frac{d\lambda}{ds} s + \lambda \right). \quad (6)$$

Подставляя в уравнение (4) выражения (5) и (6), получаем

$$\frac{dC_1}{ds} e^{\lambda s} + \rho \left(\frac{d\lambda}{ds} s + \lambda \right) + \frac{\kappa}{\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s} \rho = \frac{\kappa-1}{A\left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s\right)} q(s).$$

Пользуясь методом вариации произвольных постоянных для определения неизвестных C_1 и λ , можем написать следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\lambda}{ds} s + \lambda + \frac{\kappa}{\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s} &= 0; \\ \frac{dC_1}{ds} e^{\lambda s} &= \frac{\kappa-1}{A\left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s\right)} q(s). \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Решая уравнения (7), получаем:

$$\lambda s = -\kappa \int \frac{ds}{\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s} = -\kappa \ln\left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s\right);$$

$$C_1 = \frac{\kappa-1}{A} \int \frac{q(s)}{\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s} e^{\kappa \ln\left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s\right)} ds.$$

Подставляя эти значения в равенство (5), имеем

$$p = \left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s \right)^{-\kappa} \left[\frac{\kappa-1}{A} \int_0^s q(s) \left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s \right)^{\kappa-1} ds + C_2 \right]. \quad (8)$$

Произвольная постоянная определяется из условия, что при $s = 0$ $p = p_{KCK}$, поэтому

$$C_2 = p_{KCK} \left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} \right)^{\kappa},$$

где p_{KCK} — наибольшее давление в рабочей части цилиндра при холостом ходе.

Подставляя это выражение в уравнение (8), найдем

$$p = \left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s \right)^{-\kappa} \left[\frac{\kappa-1}{A} \int_0^{s_{CK}} \left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s \right)^{\kappa-1} q(s) ds + p_{KCK} \left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} \right)^{\kappa} \right]. \quad (9)$$

Поскольку горение топлива происходит, как известно, при очень малом перемещении поршня $s = s_{CK}$, то в этом случае закон изменения скорости горения не представляет интереса, достаточно знать величину выделенного тепла от сгоревшего топлива, т.е.

$$Q = \int_0^{s_{CK}} q(s) ds = \beta_{\alpha} Q_n^p \eta,$$

где β_{α} — расход топлива за цикл;

Q_n^p — низшая теплота сгорания топлива;

η — коэффициент полезного действия;

s_{CK} — перемещение поршня в момент воспламенения топлива.

Интегрируя выражение (9), получаем

$$p = \left[\frac{\kappa-1}{A} \beta_{\alpha} Q_n^p \eta \left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s_{CK} \right)^{\kappa-1} + \frac{p_{KCK} S_{HI}^{\kappa}}{\varepsilon^{\kappa}} \right] \left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s \right)^{-\kappa}.$$

Так как в нашем предположении $s_{CK} \ll \frac{S_{HI}}{\varepsilon}$, то окончательно будем иметь

$$p = \frac{\frac{\kappa-1}{A} \beta_{\alpha} Q_n^p \eta \frac{\varepsilon}{S_{HI}} + p_{KCK}}{\left(1 + \frac{\varepsilon}{S_{HI}} s \right)^{\kappa}}. \quad (10)$$

Пуск вой режим работы двигателя

Изменение давления в буферной части цилиндра в зависимости от перемещения поршня характеризуется расширением рабочего тела (рис. 2).

После окончания расширения рабочего тела в буферной части цилиндра поршень сжимает это тело в рабочей части цилиндра до момента воспламенения топлива. Изменение давления в рабочей части цилиндра показано на рис. 3.

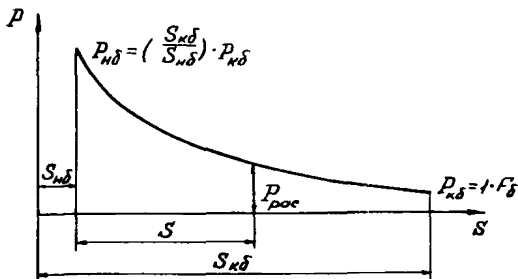


Рис. 2. Изменение давления в буферной части цилиндра

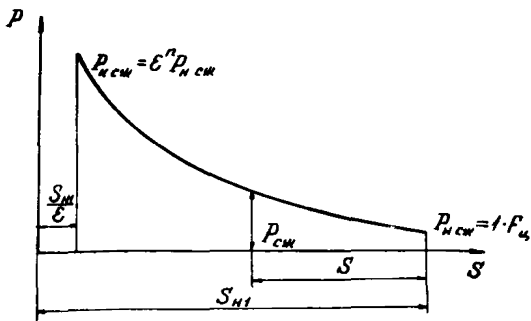


Рис. 3. Изменение давления в рабочей части цилиндра

Пользуясь выражением (10) и учитывая, что при пуске $q(s) = 0$, получаем:

$$P_{см} = P_{нсм} S_{н1}^n (S_{н1} - s)^{-n} = \kappa_1 (S_{н1} - s)^{-n};$$

$$P_{рас} = P_{нд} S_{нд}^n (S_{нд} + s)^{-n} = \kappa_2 (S_{нд} + s)^{-n},$$

где n - показатель политропа;

$$\kappa_1 = P_{нсм} S_{н1}^n = \tau \cdot F_{ц} S_{н1}^n;$$

$$\kappa_2 = P_{нд} S_{нд}^n = \tau \cdot F_{д} S_{нд}^n.$$

Остальные обозначения даны на рис. 4.

Дифференциальные уравнения движения системы записываются в виде

$$m \ddot{x}_1 = \kappa_1 (S_{H1} - s)^{-n} - \kappa_2 (S_{H\delta} + s)^{-n}; \quad (II)$$

$$\kappa_2 (S_{H\delta} + s)^{-n} - \kappa_1 (S_{H1} - s)^{-n} = M \ddot{x}_2 + f(x_2) = M_3 \ddot{x}_2. \quad (I2)$$

Но $x_1 - x_2 = S_{H1} - s$, поэтому, дифференцируя последнее равенство два раза, получим $\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2 = -\dot{S}$, что после подстановки уравнений (I) и (2) дает

$$\dot{S} + \kappa_1 \left(\frac{M_3 + m}{M_3 m} \right) (S_{H1} - s)^{-n} - \kappa_2 \left(\frac{M_3 + m}{M_3 m} \right) (S_{H\delta} + s)^{-n} = 0, \quad (I3)$$

где M_3 - эквивалентная масса, величина которой будет определена ниже.

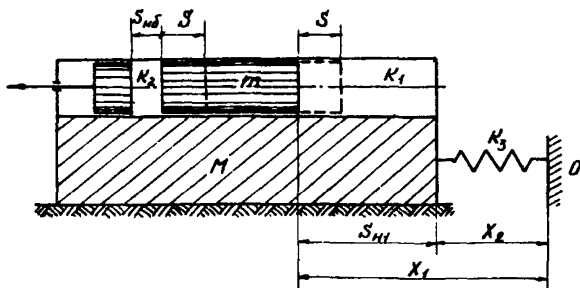


Рис. 4. Схема импульсного привода

Уравнение (I3) можно написать в следующем виде:

$$\omega \frac{d\omega}{dS} = \kappa_2 \left(\frac{M_3 + m}{M_3 m} \right) (S_{H\delta} + s)^{-n} - \kappa_1 \left(\frac{M_3 + m}{M_3 m} \right) (S_{H1} - s)^{-n}, \quad (I4)$$

где ω - скорость движения поршня.

Разделяя переменные и интегрируя уравнение (I4), получаем

$$\omega^2 = -2 \left[\kappa_1 \left(\frac{M_3 + m}{M_3 m} \right) \frac{(S_{H1} - s)^{1-n}}{1-n} + \kappa_2 \left(\frac{M_3 + m}{M_3 m} \right) \frac{(S_{H\delta} + s)^{1-n}}{1-n} \right] + C. \quad (I5)$$

Так как в рабочей части цилиндра открыты выхлопные и продувочные отверстия, то выражение (15) для скорости поршня, движущегося под действием сжатого воздуха в буфере, принимает вид

$$\omega_{\delta}^2 = -2\kappa_2 \left(\frac{M_2 + m}{M_2 m} \right) \frac{(S_{\kappa\delta} + S)^{1-n}}{n-1} + C_1. \quad (16)$$

Произвольная постоянная C_1 определится из условия, что при $S = 0$ $\omega_{\delta} = 0$, поэтому

$$C_1 = 2\kappa_2 \left(\frac{M_2 + m}{M_2 m} \right) \frac{S_{\kappa\delta}^{1-n}}{n-1}.$$

Подставляя это значение для C_1 в выражение (16), получим

$$\omega_{\delta} = \sqrt{\frac{2}{n-1} \left(\frac{M_2 + m}{M_2 m} \right)} \sqrt{\frac{\kappa_2}{S_{\kappa\delta}^{n-1}} \left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{S}{S_{\kappa\delta}} \right)^{n-1}} \right]}. \quad (17)$$

Когда величина перемещения поршня $S = S'_{\kappa\delta}$, то выражение (17) будет иметь вид

$$\omega_{\kappa\delta} = \sqrt{\frac{2}{n-1} \left(\frac{M_2 + m}{M_2 m} \right)} \sqrt{\frac{\kappa_2}{S_{\kappa\delta}^{n-1}} \left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{S'_{\kappa\delta}}{S_{\kappa\delta}} \right)^{n-1}} \right]},$$

где $S'_{\kappa\delta} = S_{\kappa\delta} - S_{\kappa\delta}$.

После закрытия выхлопных и продувочных отверстий происходит сжатие воздуха в рабочей части цилиндра. В этом случае выражение (15) имеет вид

$$\omega_p^2 = -2\kappa_1 \left(\frac{M_2 + m}{M_2 m} \right) \frac{(S_{\kappa\delta} - S)^{1-n}}{n-1} + C_2. \quad (18)$$

Постоянная C_2 найдется из условия: если $S = 0$, то $\omega_p = \omega_{\kappa\delta}$, тогда

$$C_2 = \omega_{\kappa\delta}^2 + 2\kappa_1 \left(\frac{M_2 + m}{M_2 m} \right) \frac{S_{\kappa\delta}^{1-n}}{n-1}.$$

Подставляя выражение для C_2 в равенство (18), найдем

$$\omega_p = \sqrt{\omega_{\kappa\delta}^2 - \frac{2}{n-1} \left(\frac{M_2 + m}{M_2 m} \right) \frac{\kappa_1}{S_{\kappa\delta}^{n-1}} \left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{S}{S_{\kappa\delta}} \right)^{n-1}} \right]}. \quad (19)$$

Пользуясь формулой (19), можно для любого значения перемещения поршня S найти величину скорости движения поршня ω_p в рабо-

чей части цилиндра. Наименьшее значение скорости ω_p соответствует моменту воспламенения топлива, что имеет место при

$$s = S_{HI} - \frac{S_{HI}}{\varepsilon} = S_{HI} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} .$$

В формулах (17) и (19) перемещения S отсчитываются от начала движения поршня в соответствующей части цилиндра.

Среднее значение скорости с достаточной степенью точности (ошибка составляет менее 10%) можно найти из выражения для средней квадратической скорости: $\omega_{cp} = 0,9\omega_{cp}^*$. Это позволяет, не прибегая к численному интегрированию, определять время движения поршня за один цикл и число ударов поршня по инструменту.

Средние квадратические значения скорости найдем, интегрируя выражения (17) и (19):

$$\int_0^{\frac{S_{KB} - S_{HD}}{\varepsilon - 1} S_{HI}} \omega_{\delta}^2 ds = \frac{2}{n-1} \left(\frac{M_3 + m}{M_3 m} \right) \left(\frac{S_{KB}}{S_{HD}} \right)^n F_{\delta} S_{HD}^2 \left\{ \left[\left(\frac{S_{KB}}{S_{HD}} \right) - 1 \right] - \frac{1}{2-n} \left[\left(\frac{S_{KB}}{S_{HD}} \right)^{2-n} - 1 \right] \right\} ;$$

$$\int_0^{\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} S_{HI}} \omega_p^2 ds = \omega_{KB}^2 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} S_{HI} + \frac{2}{n-1} \left(\frac{M_3 + m}{M_3 m} \right) \left(\frac{S_{KB}}{S_{HD}} \right)^n F_{\delta} S_{HI}^2 \times$$

$$\times \left\{ \frac{1}{2-n} \left[\left(1 - \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right)^{2-n} - 1 \right] + \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \right\} ,$$

$$\omega_{KB}^2 = \frac{2}{n-1} \left(\frac{M_3 + m}{M_3 m} \right) \left(\frac{S_{KB}}{S_{HD}} \right)^n F_{\delta} S_{HD}^2 \left[1 - \left(\frac{S_{KB}}{S_{HD}} \right)^{n-1} \right] .$$

Следовательно, имеем

$$\omega_{cp}^* = \frac{1}{l_n} \left[\int_0^{\frac{S_{KB} - S_{HD}}{\varepsilon - 1} S_{HI}} \omega_{\delta}^2 ds + \int_0^{\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} S_{HI}} \omega_p^2 ds \right] ,$$

где l_n - общая длина хода поршня.

Рабочий ход поршня (процесс расширения)

Длина камеры сгорания в момент воспламенения топлива равна

$$S_{к.сг} = \frac{S_{Н1}}{\varepsilon},$$

где ε - степень сжатия.

Длина буферной части цилиндра с учетом приведенного объема воздушного ресивера для продувки от выхлопных газов составит

$$S_{\delta} + S_{рес} = S_{нд}^*, \quad (20)$$

где

$$S_{\delta} = S_{Н1} + S_{к\delta}.$$

Уравнение для определения давления в процессе расширения газов, согласно выражению (10), имеет вид

$$P = \left(\frac{\kappa-1}{A} \beta_{\zeta} Q_{Н}^p \eta \frac{\varepsilon}{S_{Н1}} + P_{к.сж} \right) \left(\frac{S_{Н1}}{\varepsilon} \right)^{\kappa} \left(\frac{S_{Н1}}{\varepsilon} + s \right)^{-\kappa}.$$

Дифференциальные уравнения движения системы в случае рабочего хода поршня запишутся так:

$$m \ddot{x}_1 = \left[\frac{\kappa-1}{A} \beta_{\zeta} Q_{Н}^p \eta \frac{\varepsilon}{S_{Н1}} + P_{к.сж} \right] \left(\frac{S_{Н1}}{\varepsilon} \right)^{\kappa} \left(\frac{S_{Н1}}{\varepsilon} + s \right)^{-\kappa} - \overset{*}{P}_{к\delta} \overset{*}{S}_{к\delta} (S_{к\delta} - s)^{-\kappa};$$

$$\overset{*}{P}_{к\delta} \overset{*}{S}_{к\delta} (S_{к\delta} - s)^{-\kappa} - \left[\frac{\kappa-1}{A} \beta_{\zeta} Q_{Н}^p \eta \frac{\varepsilon}{S_{Н1}} + P_{к.сж} \right] \left(\frac{S_{Н1}}{\varepsilon} \right)^{\kappa} \left(\frac{S_{Н1}}{\varepsilon} + s \right)^{-\kappa} = M_3 \ddot{x}_2 + f(x_2) = M_3 \ddot{x}_2. \quad (21)$$

Так как $x_1 - x_2 = \frac{S_{Н1}}{\varepsilon} + s$, то $\dot{x}_1 - \dot{x}_2 = \dot{s}$. Подставляя в последнее равенство значения для \dot{x}_1 и \dot{x}_2 из формулы (21), получаем

$$\dot{s} - \left(\frac{M_3 + m}{M_3 m} \right) \left[\overset{*}{P} \left(\frac{S_{Н1}}{\varepsilon} \right)^{\kappa} \left(\frac{S_{Н1}}{\varepsilon} + s \right)^{-\kappa} - \overset{*}{P}_{к\delta} \overset{*}{S}_{к\delta} (S_{к\delta} - s)^{-\kappa} \right] = 0, \quad (22)$$

где

$$\overset{*}{P} = \frac{\kappa-1}{A} \beta_{\zeta} Q_{Н}^p \eta \frac{\varepsilon}{S_{Н1}} + P_{к.сж} \quad \text{и} \quad \overset{*}{P}_{к\delta} = 1, F_{\delta}.$$

Решая уравнение (22), находим

$$\dot{\omega}_p^2 = -\frac{2}{\kappa-1} \frac{M_3+m}{M_3m} \left[\rho^* \left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} \right)^\kappa \left(\frac{S_{HI}}{\varepsilon} + s \right)^{1-\kappa} + \rho_{H\delta}^* S_{H\delta}^* \left(S_{H\delta}^* - s \right)^{1-\kappa} \right] + C. \quad (23)$$

Постоянная интегрирования C находится из условия, что при $s=0$ $\dot{\omega}_p = 0$. Тогда из выражения (23), получаем

$$C = \frac{2}{\kappa-1} \frac{M_3+m}{M_3m} \left(\rho^* \frac{S_{HI}}{\varepsilon} + \rho_{H\delta}^* S_{H\delta}^* \right). \quad (24)$$

Подставляя в выражение (23) равенство (24), получаем

$$\dot{\omega}_p^2 = \frac{2}{\kappa-1} \frac{M_3+m}{M_3m} \left[\frac{\rho^* S_{HI}}{\varepsilon} \left[1 - \left(\frac{1}{1 + \frac{\varepsilon}{S_{HI}} s} \right)^{\kappa-1} \right] + \rho_{H\delta}^* S_{H\delta}^* \left[1 - \left(\frac{1}{1 - \frac{s}{S_{H\delta}^*}} \right)^{\kappa-1} \right] \right]. \quad (25)$$

Значение скорости в момент прохождения поршня через выхлопные и продувочные отверстия составит

$$\dot{\omega}_{\kappa\delta}^2 = \frac{2}{\kappa-1} \frac{M_3+m}{M_3m} \left\{ \rho^* S_{HI} \left(\frac{\varepsilon^{\kappa-1} - 1}{\varepsilon^\kappa} \right) + \rho_{H\delta}^* S_{H\delta}^* \left[1 - \left(\frac{1}{1 - \frac{S_{HI}(\varepsilon-1)}{S_{H\delta}^* \varepsilon}} \right)^{\kappa-1} \right] \right\}. \quad (26)$$

При прохождении поршня через выхлопные и продувочные отверстия происходит выпуск отработанных газов из рабочей части цилиндра, продувка его с помощью ресивера и снабжение свежим воздухом. После этого поршень нагнетает воздух в оставшуюся буферную часть цилиндра. При этом давление воздуха после закрытия отверстия в ресивер будет равно

$$\rho_{\kappa\delta}^* = \rho_{H\delta}^* \left[\frac{S_{\delta} + S_{pec}}{(S_{\delta} + S_{pec}) - S_{HI}} \right]^\kappa.$$

В рассматриваемом случае уравнение (23) принимает вид

$$\dot{\omega}_{\delta}^2 = -\frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{m+M_3}{mM_3} \right)^* \rho_{\kappa\delta}^* S_{\kappa\delta}^* (S_{\kappa\delta}^* - s)^{1-\kappa} + C_2. \quad (27)$$

Постоянная C_2 находится из условия, что при $s=0$ $\dot{\omega} = \dot{\omega}_{\kappa\delta}^*$ ($\dot{\omega}_{\kappa\delta}^*$ - скорость движения поршня в момент прохождения его через выхлопные и продувочные отверстия). Поэтому имеем

$$C_2 = \frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{M_3+m}{M_3m} \right)^* \rho_{\kappa\delta}^* S_{\kappa\delta}^*.$$

Тогда выражение для скорости окончательно примет вид

$$\dot{\omega}_\delta^2 = \frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{M_3+m}{M_3m} \right) \rho_{\kappa\delta}^* S_{\kappa\delta} \left[1 - \left(\frac{1}{1 - \frac{\varepsilon}{S_{\kappa\delta}}} \right)^{\kappa-1} \right] + \dot{\omega}_{\kappa\delta}^{*2} \quad (28)$$

Интегрируя выражения (25) и (28), находим средние значения квадрата скорости:

$$\int_0^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} S_{HI}} \dot{\omega}_p^{*2} ds = \frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{M_3+m}{M_3m} \right) \left\{ S_{HI} \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \left(\frac{\rho_{HI}^* S_{HI}}{\varepsilon} + \rho_{HI\delta}^* S_{HI\delta}^* \right) - \left[\frac{\rho_{HI}^{*2} S_{HI}^2}{\varepsilon^2(2-\kappa)} (\varepsilon^2 - \kappa) + \frac{\rho_{HI\delta}^* S_{HI\delta}^{*2}}{(2-\kappa)} \left[1 - \left(1 - \frac{S_{HI}}{S_{HI\delta}^*} \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \right)^{2-\kappa} \right] \right] \right\};$$

$$\int_0^{S_{\kappa\delta} - S_{HI\delta}} \dot{\omega}_\delta^{*2} ds = \frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{M_3+m}{M_3m} \right) \rho_{\kappa\delta}^* S_{\kappa\delta} \left\{ (S_{\kappa\delta} - S_{HI\delta}) + \frac{S_{\kappa\delta}}{2-\kappa} \left[\left(\frac{S_{HI\delta}}{S_{\kappa\delta}} \right)^{2-\kappa} - 1 \right] \right\} + \dot{\omega}_{\kappa\delta}^{*2} \times (S_{\kappa\delta} - S_{HI\delta});$$

откуда

$$\dot{\omega}_{cp}^{*2} = \frac{1}{l_n} \left[\int_0^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} S_{HI}} \dot{\omega}_p^{*2} ds + \int_0^{S_{\kappa\delta} - S_{HI\delta}} \dot{\omega}_\delta^{*2} ds \right].$$

Численное интегрирование выражений (25) и (27) показывает, что для рабочего и пускового режимов можно с достаточною точностью принимать $\dot{\omega}_{cp\rho} = 0,90 \dot{\omega}_{cp}^*$.

Пользуясь выражениями для средней скорости, можем найти время движения поршня за один цикл:

$$T = S_n \left(\frac{1}{\dot{\omega}_{cp,II}} + \frac{1}{\dot{\omega}_{cp,I}^*} \right) + t_3,$$

где S_n — ход поршня;
 $\dot{\omega}_{cp,II}, \dot{\omega}_{cp,I}^*$ — средняя скорость движения поршня соответственно в пусковом и рабочем режимах;
 t_3 — время задержки воспламенения дизельного топлива, равное $(2-6)10^{-3}$ с.

Число ударов поршня (бойка) по инструменту находится по формуле

$$n_{y\partial} = \frac{1}{T} .$$

Временем соударения поршня с инструментом, т.е. металла с металлом, пренебрегаем, так как оно по величине на два порядка меньше, чем время движения поршня за один цикл работы двигателя.

Нагружение инструмента происходит через воздушную подушку путем соударения поршня как бойка и инструмента с сохранением неизменным некоторого объема воздушной подушки. Для этой цели в поршне делается полость, содержащая сжатый воздух, где создается давление, достаточное для запуска двигателя.

Таким образом, поршень после закрытия отверстий в ресивере обладает наибольшей скоростью. Дальнейшее движение поршня происходит без приложения внешней нагрузки, при этом накопленная кинетическая энергия движения расходуется на удар поршня по инструменту через воздушную подушку. Энергия, расходуемая на удар, зависит от абсолютного значения скорости.

Для определения абсолютной скорости движения поршня в рабочем режиме преобразуем первое уравнение выражения (21):

$$\frac{dw_1}{dt} \frac{ds}{ds} = \frac{\dot{p}}{m} \left(\frac{S_{H1}}{\varepsilon} \right)^K \left(\frac{S_{H1}}{\varepsilon} + s \right)^{-K} - \frac{\dot{p}_{\kappa\delta}}{m} \dot{S}_{\kappa\delta}^{\kappa} \left(\dot{S}_{\kappa\delta} - s \right)^{-\kappa}$$

или

$$\omega \frac{dw_1}{ds} = \frac{\dot{p}}{m} \left(\frac{S_{H1}}{\varepsilon} \right)^K \left(\frac{S_{H1}}{\varepsilon} + s \right)^{-K} - \frac{\dot{p}_{\kappa\delta}}{m} \dot{S}_{\kappa\delta}^{\kappa} \left(\dot{S}_{\kappa\delta} - s \right)^{-\kappa},$$

отсюда находим

$$\frac{dw_1}{ds} = \frac{\dot{p} \left(\frac{S_{H1}}{\varepsilon} \right)^K \left(\frac{S_{H1}}{\varepsilon} + s \right)^{-K} - \dot{p}_{\kappa\delta} \dot{S}_{\kappa\delta}^{\kappa} \left(\dot{S}_{\kappa\delta} - s \right)^{-\kappa}}{\sqrt{\frac{2m}{\kappa-1} \frac{M_2 + m}{M_2}} \sqrt{\dot{p} \left(\frac{S_{H1}}{\varepsilon} \right)^K \left(\frac{S_{H1}}{\varepsilon} + s \right)^{1-K} + \dot{p}_{\kappa\delta} \dot{S}_{\kappa\delta}^{\kappa} \left(\dot{S}_{\kappa\delta} - s \right)^{1-\kappa} + C}} \cdot (29)$$

Замечая, что в выражении (29) производная знаменателя равняется числителю, можем воспользоваться следующей подстановкой:

$$Z = \dot{p} \left(\frac{S_{H1}}{\varepsilon} \right)^K \left(\frac{S_{H1}}{\varepsilon} + s \right)^{1-K} + \dot{p}_{\kappa\delta} \dot{S}_{\kappa\delta}^{\kappa} \left(\dot{S}_{\kappa\delta} - s \right)^{1-\kappa} + C .$$

Тогда выражение (29) можно представить так:

$$d\dot{w}_1 = \frac{2dZ}{(\kappa-1)\beta m},$$

где

$$\beta = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{M_3 + m}{M_3 m} \right)}.$$

Интегрируя это выражение, получаем

$$\dot{w}_1 = \frac{w}{1 + \frac{m}{M_3}}. \quad (30)$$

Для определения перемещений x_1 и x выражение (30) представим так:

$$\frac{dx_1}{dt} \cdot \frac{ds}{ds} = \frac{w}{1 + \frac{m}{M_3}}$$

или

$$w \frac{dx_1}{ds} = \frac{w}{1 + \frac{m}{M_3}}.$$

Интеграл этого выражения имеет вид

$$x_1 = \frac{S}{1 + \frac{m}{M_3}} + C.$$

Постоянная C определяется из условия, что $S = 0$ при $x = x_{01}$ (x_{01} - начальное положение поршня), следовательно, $C = -x_{01}$, тогда

$$x_1 = \frac{s}{1 + \frac{m}{M_3}} - x_{01}.$$

Эквивалентная масса M_3 , или критерий,
характеризующий реактивное сопротивление
колеблющейся системы

На систему, состоящую из тяговой цепи и двух вращающихся звездочек, растянутых домкратами, передаются колебания от привода (двигателя) импульсной системы. Таким образом, эта система колеблется за счет энергии, периодически передаваемой вынуждающей системой (двигателем).

При этом передаваемая обратно вынуждающей системе энергия настолько мала по сравнению с запасенной в этой системе, что практически ее можно пренебречь. Величина эквивалентной массы является критерием, характеризующим механическое реактивное сопротивление системы, и определяется из выражения

$$M\ddot{x}_2 + f(x_2) = M_g \dot{x}_2 . \quad (31)$$

Будем рассматривать установившееся движение, т.е. когда имеют место только вынужденные колебания. Предположим, что вынуждающая система (двигатель) действует на связанную с ней систему с периодической силой, т.е. простой гармонической силой, приложенной в некоторой точке цепи. Для данного случая можно положить

$$x_2 = P \sin \omega t .$$

Подставляя это значение для x_2 в уравнение (31) и учитывая, что в рассматриваемом случае можно положить $f(x_2) = K x_2$, получаем

$$M_g = M \left| \left(1 - \frac{\omega_0^2}{\omega^2} \right) \right| , \quad (32)$$

где ω_0 и ω^2 — угловая частота соответственно собственных и вынужденных колебаний.

Из равенства (32) видно, что величина эквивалентной массы системы, приводимой в вынужденное колебание, зависит от соотношения частот колебаний (рис. 5). Когда $\omega = \omega_0$, что соответствует резонансу системы, величина эквивалентной массы $M_g = 0$. В области частоты ω , значительно превышающей собственную частоту ω_0 , существенное влияние на величину массы M_g оказывает величина массы M . Сила упругости цепи почти не влияет на величину M_g . До резонанса, т.е. в области частот $\omega \ll \omega_0$, основное влияние на величину эквивалентной массы оказывает сила упругости цепи.

Таким образом, варьируя параметры системы, можно изменять величину эквивалентной массы, т.е. критерий, характеризующий механическое реактивное сопротивление системы.

В целях упрощения пренебрегаем сопротивлением от трения, хотя в действительности оно всегда существует при колебаниях рассматриваемой системы и наиболее значительно при резонансе.

Уравнение движения системы (3I) при наличии вязкого трения запишется следующим образом:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + \kappa x = \bar{M}_3 \ddot{x} = \rho e^{i\omega t}, \quad (33)$$

где \bar{M}_3 - комплексная величина эквивалентной массы;
 κ - коэффициент жесткости пружины.

Частное решение уравнения (33) имеет вид $x = \bar{x} e^{i\omega t}$. Подставляя его в уравнение (33), получаем

$$(\kappa - M\omega^2 + i\omega c) \bar{x} = \rho; \quad (34)$$

$$\bar{M}_3 = -\frac{\rho}{\omega^2 \bar{x}} = -\frac{\bar{\kappa}}{\omega^2} = -\frac{\kappa_0 e^{i\varphi}}{\omega^2}, \quad (35)$$

где $\bar{\kappa}$ - динамическая жесткость.

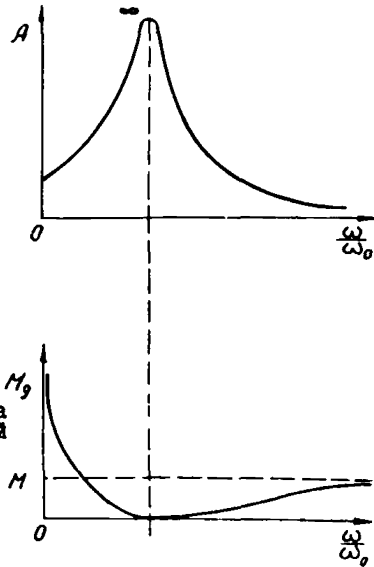


Рис. 5. Амплитудно-частотная характеристика и график зависимости величины эквивалентной массы M_3 от отношения частот $\frac{\omega}{\omega_0}$

Таким образом, комплексная эквивалентная масса равна динамической жесткости, деленной на ω^2 .

Модуль выражения (35) имеет следующий вид:

$$\kappa_0 = \sqrt{(\rho^2 - \omega^2)^2 + 4n^2 \omega^2} \cdot M,$$

где n - величина затухания системы.

Аргумент

$$\varphi = \arctg \frac{2n\omega^2}{\rho^2 - \omega^2}.$$

Если двигатель с подвижным основанием расположить на платформе на роликах, то величина эквивалентной массы будет равна массе подвижного основания двигателя, т.е. $M_3 = M$.

В заключение заметим, что при расположении основания двигателя на платформе без роликов величина эквивалентной массы может оказаться меньше массы подвижного основания. Это происходит потому, что сила трения скольжения в зависимости от состояния поверхностей соприкосновения вначале с увеличением скорости может уменьшаться, а затем снова увеличиваться, т.е. имеет место падающий участок характеристики силы трения, свидетельствуют о нарастании амплитуд колебаний.

Предположим теперь, что подвижное основание двигателя располагается на опоре, перемещающейся, в свою очередь, вдоль забоя упругой тягой (рис. 6).

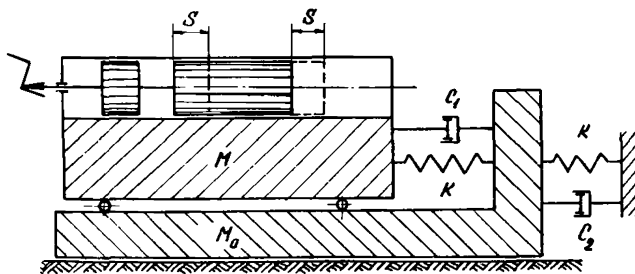


Рис. 6. Схема импульсного привода с добавочной массой подвижного основания

Дифференциальные уравнения движения для этой системы будут иметь вид

$$\begin{aligned} M\ddot{x}_2 + \kappa(x_2 - x_3) &= M_3 \ddot{x}_2 = \rho \sin \omega t; \\ \kappa(x_2 - x_3) &= x_3 Z, \end{aligned} \quad (36)$$

где Z — механический импеданс, равный

$$Z = -M_0 \omega^2 + j \omega C_2 + \kappa.$$

Предполагая, что движение есть гармоническое колебание с частотой ω , получаем

$$\left. \begin{aligned} x_2 \left(1 - \frac{M\omega^2}{\kappa} \right) - x_3 &= -\frac{M_3}{\kappa} \omega^2 x_2 = \frac{P}{\kappa}; \\ x_2 - x_3 \left(1 + \frac{Z}{\kappa} \right) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

Решая эту систему, находим

$$M_3 = M \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{\kappa} \right) M \omega^2} \right]. \quad (38)$$

В случае демпфера C_1 , включенного вместе с пружиной K , (см. рис. 6), выражение (38) примет вид

$$M_3 = M \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{\kappa + j \omega C_1} \right) M \omega^2} \right]. \quad (39)$$

Для надежного запуска двигателя необходимо иметь

$$\frac{M_3}{M} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{1}{Z} + \frac{1}{\kappa + j \omega C_1} \right) M \omega^2} \geq 1 \quad (40)$$

и

$$\frac{m}{M_3} \ll 1.$$

Предположим, что механический импеданс равен $Z = -M_0 \omega^2 + \kappa$ и $C_2 = C_1 = 0$, тогда по формуле (40) получим

$$\frac{M_3}{M} = 1 + \frac{\frac{M_0}{M} - \left(\frac{\omega_T}{\omega} \right)^2}{1 + \left(\frac{\omega_T}{\omega_0} \right)^2 - \frac{M_0}{M} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2} \geq 1,$$

где ω_0 и ω_T — частоты свободных колебаний соответственно масс M_3 и M_0 .

Чтобы удовлетворить это неравенство, нужно иметь

$$\frac{M_0}{M} \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 - \left(\frac{\omega_T}{\omega_0} \right)^2 \leq 1. \quad (41)$$

Неравенство (41) выполняется в случае достаточно жесткого закрепления масс M и M_0 .

Соударение бойка и инструмента через воздушную подушку

При соударении бойка (поршня) с инструментом в воздушной подушке возникают сжимающие силы и изменятся скорости движения соударяющихся тел. Предположим, что эти скорости состав-

ляют величины v_1 и v_2 . Тогда сжимающие силы при ударе определяются из выражений

$$m_1 \frac{dv_1}{dt} = -p ; \quad m_2 \frac{dv_2}{dt} = -p , \quad (42)$$

где m_1 и m_2 - массы бойка и инструмента.

Поскольку воздушная подушка при ударе будет сжиматься, то расстояние между бойком и инструментом уменьшится. Обозначим через x расстояние сближения соударяющихся тел, тогда скорость сближения этих тел будет равна сумме скоростей v_1 и v_2 , т.е. $\dot{x} = v_1 + v_2$. Пользуясь выражением (42), можем написать следующее уравнение:

$$\ddot{x} = -p \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} . \quad (43)$$

По адиабатическому закону давление на воздушную подушку будет равно

$$p = \frac{p_{k\delta}}{\left[1 - \left(\frac{x}{S_{k\delta}}\right)\right]^k} , \quad (44)$$

где $p_{k\delta}$ и $S_{k\delta}$ - соответственно начальное давление и начальная толщина воздушной подушки;

k - показатель адиабаты.

На основании выражений (43) и (44) получим следующее уравнение:

$$\ddot{x} = - \frac{p_{k\delta} M}{\left(1 - \frac{x}{S_{k\delta}}\right)^k} ,$$

где

$$M = \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} . \quad (45)$$

Умножая обе части равенства (45) на скорость \dot{x} и интегрируя, получим

$$\frac{1}{2} \dot{x}^2 = - \frac{p_{k\delta} M S_{k\delta}}{k-1} \left(1 - \frac{x}{S_{k\delta}}\right)^{-(k-1)} + C_1 . \quad (46)$$

В начале удара скорость $\dot{x} = v_H$ и перемещение $x = 0$; поэтому из выражения (46) находим

$$C_1 = \frac{1}{2} v_H^2 + \frac{p_{k\delta}^* M S_{k\delta}}{k-1} .$$

Таким образом, выражение (46) примет вид

$$\frac{1}{2}(\dot{x}^2 - v_H^2) = -\frac{\dot{P}_{\kappa\delta}^* \mu S_{\kappa\delta}}{\kappa-1} \left[\left(1 - \frac{x}{S_{\kappa\delta}}\right)^{-(\kappa-1)} - 1 \right]. \quad (47)$$

В момент наибольшего сжатия скорость \dot{x} равна нулю, тогда из выражения (47) получим максимальное значение сближения бойка и инструмента:

$$x_{\kappa} = \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{\dot{P}_{\kappa\delta}^* \mu S_{\kappa\delta}}{2} \frac{v_H^2}{2} + 1\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}} \right] S_{\kappa\delta}. \quad (48)$$

При соприкосновении поршня (бойка) с инструментом, т.е. при $x = S_{\kappa\delta} - S_{H\delta}$, получаем

$$\dot{x}_{\kappa} = \sqrt{v_H^2 - \frac{2}{\kappa-1} \frac{\dot{P}_{\kappa\delta}^* \mu S_{\kappa\delta}}{S_{H\delta}} \left[\left(\frac{S_{\kappa\delta}}{S_{H\delta}}\right)^{\kappa-1} - 1 \right]}. \quad (49)$$

Сила давления между бойком и инструментом в этот момент P_{κ} равна

$$P_{\kappa} = \frac{\dot{P}_{\kappa\delta}^* S_{\kappa\delta}^{\kappa}}{S_{H\delta}^{\kappa}}. \quad (50)$$

После этого ударная нагрузка передается благодаря контактированию поршня (бойка) с инструментом при сохранении неизменного объема воздушной подушки.

Заметим, что формула (49) совпадает с формулой (27) при $S = S_{\kappa\delta} - S_{H\delta}$. Для определения времени соударения уравнение (47) записывается в виде

$$dt = \frac{dx}{v_H \sqrt{1 - \frac{2 \dot{P}_{\kappa\delta}^* \mu S_{\kappa\delta}}{(\kappa-1) v_H^2} \left[\left(1 - \frac{x}{S_{\kappa\delta}}\right)^{\kappa-1} - 1 \right]}}. \quad (51)$$

Так как

$$v_H^2 = \frac{2 \dot{P}_{\kappa\delta}^* \mu S_{\kappa\delta}}{\kappa-1} \left[\left(1 - \frac{x_{\kappa}}{S_{\kappa\delta}}\right)^{\kappa-1} - 1 \right],$$

то выражение (51) получит следующий вид:

$$dt = \frac{dx}{v_H \sqrt{1 - \frac{\frac{dx}{v_H}}{\left(1 - \frac{x}{S_{\kappa\delta}}\right)^{\kappa-1} - 1}}}$$

Полагая, что в этом выражении

$$\left(1 - \frac{x}{S_{\kappa\delta}}\right)^{\kappa-1} - 1 = ay,$$

где

$$a = \frac{1}{\left(1 - \frac{x_{\kappa}}{S_{\kappa\delta}}\right)^{\kappa-1} - 1},$$

получим

$$dt = \frac{2aS_{\kappa\delta}}{(\kappa-1)v_H} \int_0^1 \frac{dy}{(ay+1)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \sqrt{1-y}}. \quad (52)$$

Подставляя $1-y = z^2$ в выражение (52), получим

$$dt = -\frac{4aS_{\kappa\delta}}{(\kappa-1)v_H} \int_0^1 \frac{dz}{[(a+1) - az^2]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}. \quad (53)$$

Интегрируя выражение (53), получаем

$$t = \frac{4aS_{\kappa\delta}}{(\kappa-1)v_H} \int_0^1 \frac{dz}{[(a+1) - az^2]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} = \frac{4aS_{\kappa\delta}}{(\kappa-1)v_H} \left[\frac{\kappa-1}{2(a+1)} + \frac{3-\kappa}{2(a+1)} \int_0^1 \frac{dz}{[(a+1) - az^2]^{\frac{\kappa}{\kappa-1} - 1}} \right],$$

где $\frac{\kappa}{\kappa-1} \geq 2$.

Пользуясь этой формулой, получим время соударения при $\kappa = 1,25$:

$$t = \frac{8aS_{\kappa\delta}}{v_H(a+1)} \left[1 + \frac{7}{6(a+1)} + \frac{35}{16(a+1)^2} \left(\frac{2}{3} + \frac{1}{a+1} + \frac{1}{8(a+1)(\kappa-1)\sqrt{a(a+1)}} \ln \left| \frac{\sqrt{a+1} + \sqrt{a}}{\sqrt{a+1} - \sqrt{a}} \right| \right) \right]. \quad (54)$$

Времени действия силы, рассчитанного по формуле (54), вполне достаточно для того, чтобы перемещение инструмента успело достигнуть своего наибольшего значения до исчезновения силы.

Воздействие инструмента на породу

Предположим, что при ударе инструмент, имеющий конический наконечник с углом при вершине 2γ , погружается в горную породу со скоростью w_y . В рассматриваемом случае величина скорости удара поршня по инструменту, при сохранении воздушной подушки заданного объема, определяется по формуле

$$w_y = \frac{1}{1 + \frac{m}{M_3}} \sqrt{w_{\kappa\delta}^{*2} - \frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{m+M_3}{mM_3} \right)^* \rho_{\kappa\delta} S_{\kappa\delta} \left[\left(\frac{S_{\kappa\delta}}{S_{H\delta}} \right)^{\kappa-1} - 1 \right]}.$$

От удара инструмент с конусным наконечником погружается в породу на глубину

$$\delta = \sqrt{\frac{1-M_0}{S_1} \frac{ctg\gamma}{G} \cdot \rho_y^{\frac{1}{2}}},$$

где M_0 - коэффициент Пуассона, который в рассматриваемом случае можно принять равным 0,5;

ρ_y - сила удара;

G - модуль сдвига породы.

При этом сила сопротивления породы производит работу деформации:

$$W_n = \frac{\sqrt{S_1}}{\delta} \sqrt{\frac{(1-M_0) ctg\gamma}{G} \cdot \rho_y^{\frac{3}{2}}}.$$

По закону сохранения энергии можно написать, что энергия, получаемая в результате сжатия воздушной подушки и удара поршня по инструменту, а также работа, которую производит инструмент под действием давления сжатого воздуха и силы предварительного прижатия инструмента к породе, погружаясь от удара на глубину δ , расходуется на преодоление работы деформации породы.

Таким образом, приближенная формула для расчета силы удара инструмента по породе будет иметь вид

$$\begin{aligned} & \frac{\rho_{\kappa\delta}^* M S_{\kappa\delta}}{\kappa-1} \left[\left(\frac{S_{\kappa\delta}}{S_{H\delta}} \right)^{\kappa-1} - 1 \right] + \frac{m w_y^2}{2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{m}{M_3}} + \left[\frac{\rho_{\kappa\delta}^* S_{\kappa\delta}}{S_{H\delta}^{\kappa}} + \rho_{np} \right] \rho_y^{\frac{1}{2}} \times \\ & \times \sqrt{\frac{0,5}{S_1} \frac{ctg\gamma}{G}} = \frac{\sqrt{S_1}}{\delta} \rho_y^{\frac{3}{2}} \sqrt{\frac{0,5 ctg\gamma}{G}}, \end{aligned} \quad (55)$$

где ρ_{np} - сила прижатия инструмента к забой.

Решая это кубическое уравнение, получаем величину силы однократного удара P_y инструмента по породе. В действительности погружение инструмента в породу производится несколькими ударами, что сопровождается разрушением породы, причем с каждым ударом сопротивление разрушению породы уменьшается из-за образования и развития трещин, а величина погружения δ увеличивается.

Уравнение (55) можно упростить, отбрасывая третий член, который обычно значительно меньше, чем член правой части уравнения.

Пример расчета импульсного привода (рис. 7)

Дизельное топливо имеет следующий химический состав:

$$C^P = 86\%; \quad H^P = 13\%; \quad O^P = 1\%.$$

Влага w и минеральные примеси, переходящие при горении в золу A^P , составляют балласт топлива $w+A$, где $w^P = 3\%$ и $A^P = 0,3\%$.

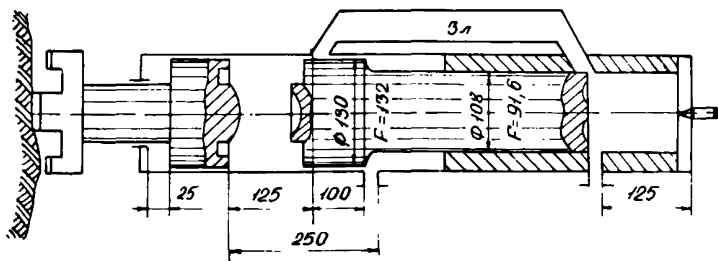


Рис. 7. Расчетная схема импульсного привода

Наименьшая теплота сгорания рабочей массы дизельного топлива

$$Q_n^P = 338C^P + 1025H^P - 108,5(O^P - S_n^P) - 25w^P = 338 \times 86 + 1025 \times 13 - 108,5 \times 1 - 25 \times 3 = 29100 + 13350 - 108,5 - 75 \approx 42266 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретическое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L_{\tau} = \frac{2,67 C^P + 8H^P + S^P - O^P}{100 \times 0,23} = \frac{2,67 \times 86 + 8 \times 13 - 1}{100 \times 0,23} = 14,5 \text{ кг.}$$

Действительное количество воздуха для сгорания 1 кг топлива при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,5$

$$L_g = 1,5 \times 14,5 = 21,7 \text{ кг.}$$

Расход воздуха за цикл

$$\frac{P}{\rho} = 0,054 \times 10^{-3} \times 21,7 = 1,17 \times 10^{-3} \text{ кг.}$$

Количество горючей смеси

$$(0,054 + 1,17) 10^{-3} = 1,224 \times 10^{-3} \text{ кг.}$$

Принимаем для данного состава продуктов сгорания величину теплоемкости при постоянном объеме, равной

$$C_v = 0,180 + 0,22 \times 10^{-4} \cdot t_k \text{ ккал/кг} \cdot \text{град.}$$

Тепло, полезно использованное в двигателе при эффективном КПД 40%,

$$Q_e = \eta_e Q = 0,40 \times 0,54 = 0,216 \text{ ккал.}$$

Давление воздуха в конце процесса сжатия

$$\frac{P_{кс}}{P_{нс}} = \varepsilon^n, \text{ откуда } P_{кс} = \varepsilon^n \cdot P_{нс} = 16^{1,36} \times 91,6 = 3970 \text{ кгс.}$$

Температура в цилиндре при воспламенении горючей смеси

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_{кс}}{P_{нс}} \right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{3970}{91,6} \right)^{0,265} = 43,3^{0,265} = 2,723;$$

$$T_2 = (20^\circ + 273^\circ) 2,723 = 800^\circ \text{К, или } t_2 = 527^\circ \text{С,}$$

где $T_1 = 20^\circ$.

Температура в цилиндре после сгорания горючей смеси

$$t_k^o = t_n^o + \frac{Q_e}{m C_v} = 527 + \frac{0,216}{1,224 \times 10^{-3} (0,180 + 0,22 \times 10^{-4})}.$$

Преобразуя это выражение, получаем

$$t_k^2 + 0,806 \times 10^{-4} \cdot t_k - 1230 \times 10^{-4} = 0,$$

отсюда

$$\begin{aligned} t_k &= -0,403 \times 10^4 + \sqrt{1620 \times 10^{-4} + 1230 \times 10^{-4}} = \\ &= -403 \times 10^2 + 53,4 \times 10^2 = 1310^\circ \text{С.} \end{aligned}$$

Конечное давление в цилиндре при сгорании дизельного топлива

$$\begin{aligned} P^* &= \frac{\kappa-1}{A} b_u Q_n^p \eta \frac{\varepsilon}{S_{нн}} + P_{кс} = (1,25-1) 427 \times 0,054 \times 10^{-3} \times 10^4 \times \\ &\times 0,40 \times 16 + 4000 = 2970 + 4000 = 7000 \text{ кгс, или } 76 \text{ кгс/см}^2. \end{aligned}$$

Таблица I

S см	$\frac{\varepsilon}{S_{HI}} S$	$1 + \frac{\varepsilon}{S_{HI}} S$	$\lg [3]^x$	$1,36^x$ $\times [4]$	$(1 + \frac{\varepsilon}{S_{HI}} S)^n$	$\rho_{сж} [6]$ кгс	$F_{поршня}$ см ²	$[7]:[8]_2$ кгс/см ²	$1,25^x$ $\times [4]$	$(1 + \frac{\varepsilon}{S_{HI}} S)^k$	$\rho_{рас} [11]$	$[12]_2 : [8]$ кгс/см ²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	0	1	1	1	1	4000	91,6	43,60	0	1	7000	76,4
1	1,185	2,185	0,3395	0,4617	2,896	1381	91,6	15	0,4244	2,657	2634,5	28,8
2	2,370	3,370	0,5276	0,6279	4,245	942	91,6	10,30	0,6595	4,565	1533,4	16,7
3	3,555	4,555	0,6585	0,8955	7,861	509	91,6	5,55	0,8231	6,655	1051,8	11,5
4	4,740	5,740	0,7589	1,0321	10,76	372	91,6	4	0,9486	8,884	768,0	8,6
5	5,925	6,925	0,8404	1,1429	13,90	288	91,6	3,14	1,0505	11,23	623,3	6,8
6	7,110	8,110	0,9090	1,2362	17,23	232	91,6	2,53	1,1362	13,69	511,3	5,6
7	8,295	9,295	0,9682	1,3167	20,73	193	91,6	2,10	1,2102	16,23	431,3	4,7
8	9,480	10,480	1,0204	1,3877	24,42	164	91,6	1,79	1,2755	18,86	371,0	4,0
9	10,665	11,665	1,0667	1,4507	28,23	142	91,6	1,55	1,3334	21,55	325,0	3,5
10	11,850	12,850	1,1089	1,5081	32,22	124	91,6	1,35	1,3861	24,33	287,7	3,1
11	13,035	14,035	1,1470	1,5599	36,29	110	91,6	1,20	1,4337	27,14	258,0	2,8
12,5	14,812	15,812	1,1990	1,6306	42,72	93,6	91,6	1,02	1,4987	31,53	222,0	2,4

x) В квадратных скобках указаны порядковые номера столбцов таблицы.

Для вычисления значений давлений при построении индикаторной диаграммы пользуемся формулами

$$p_{сж} = \frac{P_{к.сж}}{\left(1 + \frac{\varepsilon}{S_{HI}} S\right)^n}; \quad p_{раб} = \frac{\kappa-1}{A} \theta_{ц} Q_H \eta \frac{\varepsilon}{S_{HI}} + P_{к.сж} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{\varepsilon}{S_{HI}} S\right)^{\kappa}}$$

Результаты вычислений приведены в табл. I. По расчетным данным построена индикаторная диаграмма (рис. 8). Ее площадь $L_i = 57,55$ кгс·см и среднее индикаторное давление $p_i = \frac{L_i}{V_k} = \frac{57,55}{11,45} \approx 5$ кгс·см.

Определяем значения скоростей при пусковом (холостом) и рабочем режимах работы импульсного привода по следующим формулам: пусковой режим (холостой ход)

$$\omega_{\delta} = \sqrt{\frac{2}{n-1} \frac{m+M_2}{mM_2}} \sqrt{\frac{k_2}{S_{H\delta}^{n-1}} \left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{S}{S_{H\delta}}\right)^{n-1}} \right]};$$

$$\omega_{к\delta} = \sqrt{\frac{2}{n-1} \frac{m+M_2}{mM_2}} \sqrt{\frac{k_2}{S_{H\delta}^{n-1}} \left[1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{S_{к\delta} - S_{H\delta}}{S_{H\delta}}\right)^{n-1}} \right]};$$

$$\omega_p = \sqrt{\omega_{к\delta}^2 - \frac{2}{n-1} \left(\frac{m+M_2}{mM_2} \right) \frac{k_1}{S_{HI}^{n-1}} \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{S}{S_{HI}}\right)^{n-1}} - 1 \right]};$$

рабочий режим

$$\omega_p^* = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \frac{m+M_2}{mM_2}} \sqrt{\frac{p^* S_{HI}}{\varepsilon} \left[1 - \left(\frac{1}{1 + \frac{\varepsilon}{S_{HI}} S} \right)^{\kappa-1} \right]};$$

$$\omega_{к\delta}^* = \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \frac{m+M_2}{mM_2}} \sqrt{p^* S_{HI} \left(\frac{\varepsilon^{\kappa-1} - 1}{\varepsilon^{\kappa}} \right) + p_{H\delta}^* S_{H\delta} \left[1 - \left(\frac{1}{1 - \frac{S_{HI}(\varepsilon-1)}{S_{H\delta} \varepsilon}} \right)^{\kappa-1} \right]};$$

Результаты вычислений приведены в табл. 2-5. По этим значениям построены графики скоростей в зависимости от перемещения поршня S и времени t (рис. 9).

Данные табл. 2-5 показывают, что время, затраченное на один цикл движения поршня, составляет

$$t = (33,38 + 30,57 + t_{3,6}) \cdot 10^{-3},$$

где $t_{3,6}$ - время задержки воспламенения дизельного топлива, равное (2-6) 10^{-3} с.

Таким образом, получаем $t = (66 \div 70) \cdot 10^{-3}$ с и число ударов $n_{уд} = (15,2 - 14,3)$. На рис. 10 построен график зависимости перемещения поршня от времени t .

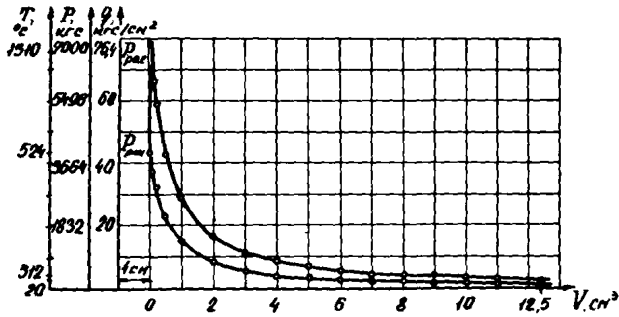


Рис. 8. Индикаторная диаграмма

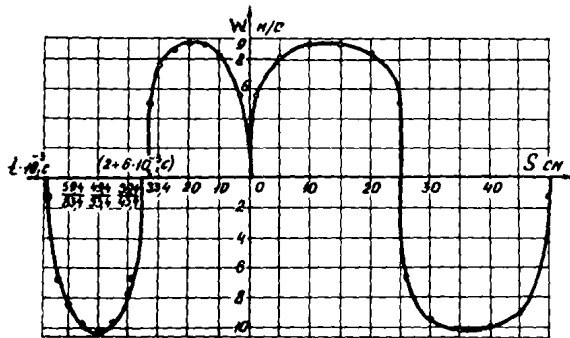


Рис. 9. График зависимости скорости движения поршня от времени и от перемещения поршня

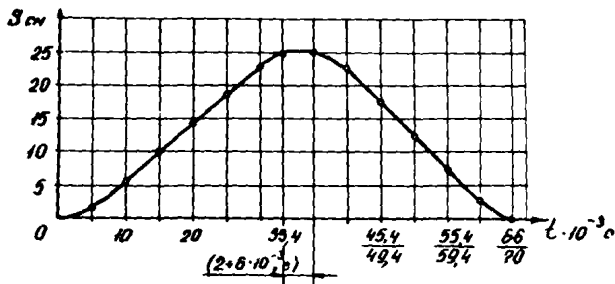


Рис. 10. График зависимости величины перемещения поршня S от времени t

Таблица 2

S_{CM}	$S_{\text{кд}}^+ [1]$	$l_g [2]$	0,36 [3]	$(S_{\text{кд}} + s)^{0,30}$	$\frac{I}{[5]}$	I- [6]	$\kappa_2^{*j} [7]$	$\sqrt{[8]}$	$\omega = [9] \times \sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{m+M_3}{mM_3} \right)^{0,5}}$	$\omega_{\text{ср}}$ см/с	t 10^{-3} с	Σt 10^{-3} с
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	I	0	0	0	0	I	0	0	0	274,0	3,650	3,650
I	2	0,3010	0,1083	1,283	0,779	0,221	1004	31,68	548	607,5	1,646	5,296
2	3	0,4771	0,1717	1,485	0,673	0,327	1486	38,54	667	699,5	1,430	6,726
3	4	0,6021	0,2167	1,647	0,607	0,393	1787	42,27	732	753,0	1,328	8,054
4	5	0,6990	0,2516	1,784	0,560	0,440	2000	44,72	774	789,0	1,267	9,321
5	6	0,7782	0,2801	1,905	0,525	0,475	2160	46,47	804	816,5	1,225	10,546
6	7	0,8451	0,3042	2,015	0,496	0,504	2291	47,86	829	838,5	1,193	11,739
7	8	0,9031	0,3251	2,113	0,473	0,527	2396	48,94	848	855,5	1,169	12,908
8	9	0,9542	0,3435	2,206	0,453	0,547	2487	49,87	863	870,0	1,149	14,057
9	10	I	0,3600	2,291	0,436	0,564	2564	50,63	877	882,5	1,133	15,190
10	11	1,0414	0,3749	2,371	0,422	0,578	2628	51,26	888	893,0	1,112	16,302
11	12	1,0792	0,3885	2,446	0,408	0,591	2687	51,84	898	899,5	1,668	17,970
12,5	13,5	1,1303	0,4069	2,552	0,392	0,608	2764	52,58	910			

х) Для расчета приняты следующие значения: $\kappa_2 = 4547$ кг; $\sqrt{\frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{m+M_3}{mM_3} \right)^{0,5}} = 17,32$.

Таблица 3

s	$S_{M'} - [I]$	$lg [2]$	0,36 [3]	$(S_{M'} - s)^{0,36}$	$\frac{I}{[5]}$	$\frac{S_{M'}^{1-n^2}}{x [6]}$	$\kappa_i^2 [7]$	$\frac{2}{n-1} \left(\frac{m+M_2}{mM_2} \right)^{n/2} \kappa [8]$	$\omega^2 - [12]$	$\sqrt{[11]}$ см/с	ω_{cp} см/с	$t \cdot 10^{-3} \text{ с}$	$\Sigma t \cdot 10^{-3} \text{ с}$
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0	13,5	1,1303	0,4069	2,552	0,392	0	0	0	0	910	907	1,103	19,073
1	12,5	1,0969	0,3949	2,482	0,403	-0,011	-34,70	-10411	817689	904	901	1,111	20,184
2	11,5	1,0607	0,3818	2,408	0,415	-0,023	-72,56	-21769	806331	898	894	1,119	21,303
3	10,5	1,0212	0,3676	2,331	0,429	-0,037	-116,73	-35020	793080	890	886	1,128	22,431
4	9,5	0,9777	0,3517	2,248	0,445	-0,053	-167,21	-50164	777936	882	877	1,140	23,571
5	9,5	0,9294	0,3345	2,160	0,463	-0,071	-224	-67201	760899	872	866	1,155	24,726
6	7,5	0,8751	0,3150	2,065	0,484	-0,092	-290,26	-87078	741022	860	853,5	1,172	25,898
7	6,5	0,8129	0,2926	1,962	0,509	-0,117	-369,14	-110740	717360	847	838	1,193	27,091
8	5,5	0,7404	0,2665	1,847	0,541	-0,149	-740	-141028	687072	829	817	1,224	28,315
9	4,5	0,6532	0,2352	1,719	0,582	-0,190	-599,45	-179835	648265	805	788,5	1,268	29,583
10	3,5	0,5441	0,1969	1,570	0,637	-0,245	-723	-231892	596208	772	746	1,340	30,923
11	2,5	0,3979	0,1432	1,391	0,719	-0,327	-1031,70	-309505	518595	720	611	2,455	33,378
12,5	I	I	I	I	I	-0,608	-1918,20	-575472	252628	502			

х) Для расчета приняты следующие значения:

$$S_{M'}^{1-n^2} = 0,392; \quad \kappa_i = 3155 \text{ кг}; \quad \frac{2}{n-1} \left(\frac{m+M_2}{mM_2} \right) = 300; \quad \omega^2 = 910^2 = 828100 \text{ см}^2/\text{с}^2.$$

Таблица 4

s см	$\frac{\varepsilon}{S_{HI}} s$	$1 + \frac{\varepsilon}{S_{HI}} s$	$lg [3]$	0,25 [4]	$(1 + \frac{\varepsilon}{S_{HI}} s)^{x-1}$	$\frac{1}{[6]}$	I - [7]	$[8] \frac{\rho S_{HI}^x}{\varepsilon}$	$\frac{s}{S_{H\delta}}$	$1 - \frac{s}{S_{H\delta}}$	$lg [11]$	I - [12]	0,25 [13]
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0	0	1	1	1	1	1	0	0	0	1	1	1	0
1	1,185	2,185	0,3395	0,0848	1,215	0,8230	0,1770	1045	0,02	0,98	1,9912	-0,0088	-0,0022
2	2,370	3,370	0,5276	0,1319	1,355	0,7380	0,2620	1547	0,04	0,96	1,9823	-0,0177	-0,0044
3	3,555	4,555	0,6585	0,1646	1,461	0,6844	0,3156	1864	0,06	0,94	1,9731	-0,0269	-0,0067
4	4,740	5,740	0,7589	0,1897	1,547	0,6464	0,3536	2088	0,08	0,92	1,9638	-0,0362	-0,0090
5	5,925	6,925	0,8404	0,2101	1,585	0,6309	0,3691	2180	0,10	0,90	1,9542	-0,0458	-0,0114
6	7,110	8,110	0,9090	0,2272	1,688	0,5924	0,4076	2407	0,12	0,88	1,9445	-0,0555	-0,0139
7	8,295	9,295	0,9682	0,2420	1,746	0,5727	0,4273	2524	0,14	0,86	1,9345	-0,0655	-0,0164
8	9,480	10,480	1,0204	0,2551	1,799	0,5558	0,4442	2623	0,16	0,84	1,9243	-0,0757	-0,0189
9	10,665	11,665	1,0667	0,2666	1,848	0,5411	0,4589	2710	0,18	0,82	1,9138	-0,0862	-0,0215
10	11,850	12,850	1,1089	0,2772	1,893	0,5282	0,4718	2786	0,20	0,80	1,9031	-0,0969	-0,0242
11	13,035	14,035	1,1470	0,2867	1,935	0,5168	0,4832	2854	0,22	0,78	1,8921	-0,1079	-0,0270
12,5	14,812	15,812	1,1990	0,2997	1,994	0,5015	0,4985	2944	0,25	0,75	1,8751	-0,1249	-0,0312

х) Для расчета принято $\frac{\rho S_{HI}}{\varepsilon} = 5906 \text{ кгс.}$

Таблица 5

I- [14] табл. 4	$(1 - \frac{S}{S_{нб}})^{k-1}$	$\frac{I}{[2]}$	I- [8] табл. 4	$[4] \times$ $\times \rho_{нб} S_{нб}$	[9] табл. 4 - -[5]	$\sqrt{[6]}$	$\omega = [6] \times$ $\times \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{m \cdot M_3}{m M_2} \right)}$	ω_{cp} см/с	$t \cdot 10^{-3} c$	$\Sigma t \cdot 10^{-3} c$
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
I	I	0	I	0	0	0	0	330,0	3,030	3,030
0,9978	0,9949	I,005I	-0,005I	-33,6	I0II,4	3I,80	660	729,5	I,37I	4,40I
0,9956	0,9900	I,0I0I	-0,0I0I	-66,6	I480,4	38,47	799	835,5	I,197	5,598
0,9933	0,9847	I,0I55	-0,0I55	-I02,4	I76I,4	4I,97	872	894,5	I,II8	6,7I6
0,99I0	0,9796	I,0209	-0,0209	-I37,9	I950,1	44,16	9I7	923,5	I,083	7,799
0,9886	0,9740	I,0267	-0,0267	-I76,2	2003,8	44,76	947	95I,5	I,05I	8,850
0,986I	0,9685	I,0325	-0,0325	-2I4,5	2I92,5	46,82	973	982,5	I,0I8	9,868
0,9836	0,9629	I,0385	-0,0385	-254,1	2278,9	47,74	992	997,0	I,003	10,87I
0,98II	0,9574	I,0445	-0,0445	-293,7	2329,3	48,26	I002	I007,5	0,993	II,864
0,9785	0,95I7	I,0507	-0,0507	-334,6	2375,4	48,74	I0I3	I0I6,5	0,984	12,848
0,9758	0,9458	I,0573	-0,0573	-378,2	2407,8	49,07	I020	I022,0	0,978	13,826
0,9730	0,9397	I,0642	-0,0642	-423,7	2430,3	49,30	I024	I027,0	0,974	14,800
0,9688	0,9307	I,0744	-0,0744	-49I,0	2453,0	49,53	I030			

x) Для расчета приняты следующие значения:

$$\rho_{нб} S_{нб} = 6600 \text{ кгс}; \quad \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{m \cdot M_3}{m M_2} \right)} = 20,78.$$

Силу удара определяем по формуле

$$\frac{\rho_{к\delta} M S_{к\delta}}{\kappa-1} \left[\left(\frac{S_{к\delta}}{S_{н\delta}} \right)^{\kappa-1} - 1 \right] + \frac{m_1 w_y^2}{2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{m_2}{m_1}} + \left[\frac{\rho_{к\delta}^* S_{к\delta}^*}{S_{н\delta}^*} + \rho_{np} \right] \rho_y^{\frac{1}{2}}$$

$$\times \sqrt{\frac{0,5 \text{ ctg} \gamma}{g}} = \frac{\sqrt{\pi}}{6} \rho_y^{\frac{3}{2}} \sqrt{\frac{0,5 \text{ ctg} \gamma}{g}}$$

Подставляя в эту формулу числовые значения, получаем

$$2340 \frac{432}{2} (13,5^{0,25} - 1) + \frac{0,02 \cdot 124^2}{2} \frac{1}{2} +$$

$$+ (2340 \times 13,5^{1,25} + 5000) \frac{0,5}{3,14} \frac{1,732}{83 \cdot 10^3} \rho_y^{\frac{1}{2}} \frac{3,14}{6} \frac{0,5 \cdot 1,732^2}{83 \cdot 10^3} \rho_y^{\frac{3}{2}},$$

откуда имеем

$$\rho_y^{\frac{3}{2}} - 125 \rho_y^{\frac{1}{2}} - 48,8 \times 10^4 = 0.$$

Решая это уравнение, находим силу удара

$$\rho_y = 6200 \text{ кгс.}$$

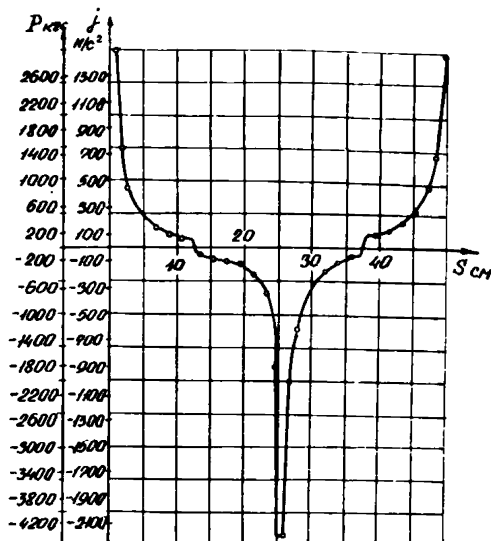


Рис. II. График изменения величины ускорения и силы инерции поршня в зависимости от его перемещения

Величины ускорений вычислены на основе данных табл. 2-6. и приведены в табл. 7, 8. По полученным расчетным данным построен график изменения ускорения поршня в зависимости от его перемещения в цилиндре (рис. II). На графике по оси ординат отложены

Таблица 6

$\frac{s}{S_{x\delta}}$	I- [2]	lg [3]	\bar{I} -[4]	0,25 [5]	I- [6]	$(1 - \frac{s}{S_{x\delta}})^{n-1}$	$\frac{I}{[8]}$	I- [9]	$\frac{[10] \times \frac{2}{\kappa-1} \times \frac{m \cdot M_2}{m M_1}}{S_{x\delta}}$	$\frac{[11] \times \frac{2}{\kappa-1} \times \frac{m \cdot M_2}{m M_1}}{S_{x\delta}}$	$[12] \cdot \dot{\omega}^{n-1}$	$\dot{\omega} \sqrt{[13]}$ см/с	$\dot{\omega}$ ср см/с	$t \cdot 10^{-3}$ с	$t \cdot 10^{-3}$ с	
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
0	0	I	0	I	-0,25	I,25	I	I	0	2640	0	1060900	1030	1024,5	0,976	15,776
I	0,0740	0,9260	$\bar{I},9666$	-0,0334	-0,0084	0,9916	0,9809	I,0195	-0,0195	-51,48	-22239	103866I	1019	1013	0,987	16,763
2	0,1481	0,8519	$\bar{I},9304$	-0,0696	-0,0174	0,9826	0,9607	I,0409	-0,0409	-108	-46645	1014255	1007	1000	1,000	17,763
3	0,2222	0,7778	$\bar{I},8908$	-0,1092	-0,0273	0,9727	0,9391	I,0648	-0,0648	-171	-73903	986997	993	985,5	1,015	18,778
4	0,2963	0,7037	$\bar{I},8474$	-0,1526	-0,0382	0,9618	0,9158	I,0919	-0,0919	-242,60	-104810	956090	978	967	1,034	19,812
5	0,3704	0,6296	$\bar{I},7991$	-0,2009	-0,0523	0,9477	0,8865	I,1280	-0,1280	-337,90	-145981	914919	956	947	1,056	20,868
6	0,4444	0,5556	$\bar{I},7448$	-0,2552	-0,0638	0,9362	0,8634	I,1582	-0,1582	-417,65	-180424	880476	938	925	1,081	21,949
7	0,5181	0,4819	$\bar{I},6829$	-0,3171	-0,0793	0,9207	0,8332	I,2002	-0,2002	-528,50	-228324	832576	912	896	1,116	23,065
8	0,5926	0,4074	$\bar{I},6100$	-0,3900	-0,0975	0,9025	0,7989	I,2517	-0,2517	-664,50	-287059	773841	880	858,5	1,165	24,230
9	0,6666	0,3334	$\bar{I},5229$	-0,4771	-0,1193	0,8807	0,7598	I,3161	-0,3161	-834,50	-360506	700394	837	807	1,239	25,469
10	0,7407	0,2593	$\bar{I},4138$	-0,5862	-0,1466	0,8534	0,7136	I,4013	-0,4013	-1059,40	-457675	603225	777	728,5	1,373	26,842
11	0,8148	0,1852	$\bar{I},2677$	-0,7323	-0,1831	0,8169	0,6560	I,5244	-0,5244	-1384,40	-598068	462832	680	402	3,731	30,573
12,5	0,9259	0,0741	$\bar{I},28698$	$\bar{I},1302$	-0,2826	0,7174	0,5217	I,9168	-0,9168	-2420	-1045592	15308	124			

x) Для расчета приняты следующие значения:

$$\dot{p}_{x\delta} S_{x\delta} = 2640; \frac{2}{\kappa-1} \frac{m \cdot M_2}{m M_1} = 432; \dot{\omega}^2 = 1060900 \text{ см}^2/\text{с}^2.$$

Таблица 7

S см	$S_n - S_{n-1}$ м	ω м/с	ω^2 м/с	$\omega_n^2 - \omega_{n-1}^2$ м/с	$j = \frac{[5] \times [2]}{2 [2]}$ м/с	Сила P , [6] т, кгс
I	2	3	4	5	6	7
0	0	0	0	0	0	2
I	0,01	5,48	30,03	30,03	1501	3002
2	0,01	6,67	44,49	14,46	723	1446
3	0,01	7,32	53,58	9,09	454,5	909
4	0,01	7,74	59,91	6,33	316	632
5	0,01	8,04	64,64	4,73	236,5	473
6	0,01	8,29	68,72	4,08	204	408
7	0,01	8,48	71,91	3,19	159,5	319
8	0,01	8,63	74,48	2,57	128,5	257
9	0,01	8,77	46,91	2,43	121,5	243
10	0,01	8,88	78,85	1,94	97	194
11	0,01	8,98	80,64	1,79	89,5	179
12,5	0,015	9,095	82,72	2,08	70,0	140
0	0	0	0	0	0	2
I	0,01	9,04	81,72	1,0	50	100
2	0,01	8,98	80,64	1,08	54	108
3	0,01	8,90	79,21	1,43	71,5	143
4	0,01	8,81	77,62	1,59	79,5	159
5	0,01	8,71	75,86	1,76	88	176
6	0,01	8,60	73,96	1,90	95	190
7	0,01	8,47	71,73	2,23	111,5	223
8	0,01	8,29	68,72	3,01	150,5	301
9	0,01	8,05	64,80	3,92	196	392
10	0,01	7,72	59,60	5,20	260	520
11	0,01	7,20	51,84	7,76	388	776
12,5	0,015	5,02	25,20	26,64	888	1776

Таблица 8

S см	$S_n - S_{n-1}$ м	ω м/с	ω^2 м/с	$\omega_n^2 - \omega_{n-1}^2$ м/с	$j = [5] \times 2 [2]$ м/с	Сила P , [6] т, кгс
1	2	3	4	5	6	7
0	0,01	0	0	0	0	2
1	0,01	6,60	43,56	43,56	2178	4356
2	0,01	7,99	63,84	20,28	1014	2028
3	0,01	8,72	76,04	12,20	610	1220
4	0,01	9,17	84,09	8,05	402,5	805
5	0,01	9,47	89,68	5,59	279	559
6	0,01	9,73	94,67	4,99	249,5	499
7	0,01	9,91	98,21	3,54	177	354
8	0,01	10,02	100,40	2,19	109,5	219
9	0,01	10,12	102,41	2,01	100,5	201
10	0,01	10,20	104,04	1,63	81,5	163
11	0,01	10,24	104,86	0,82	41	82
12,5	0,015	10,295	105,99	1,13	37,6	75
0	0,01	0	0	0	0	0
1	0,01	10,19	103,84	2,15	107,5	215
2	0,01	10,07	101,41	2,43	121,5	243
3	0,01	9,93	98,61	2,80	140	280
4	0,01	9,78	95,64	2,97	148,5	297
5	0,01	9,59	91,96	3,68	184	368
6	0,01	9,38	87,98	3,98	199	398
7	0,01	9,12	83,35	4,43	231,5	463
8	0,01	8,8	77,44	5,91	295,5	591
9	0,01	8,37	70,05	7,39	369,5	739
10	0,01	7,77	60,37	9,68	489	978
11	0,01	6,80	46,24	14,13	706,5	1413
12,5	0,015	1,24	1,537	44,70	1590	2980

величины ускорений j и значения сил инерции движущегося поршня. На рисунке видно, что в местах перекрытия отверстий в ресивере и выпускных окон перемещающимся поршнем происходит резкое изменение кривой ускорения из-за наличия сопротивления движению поршня, возникающего в результате сжатия рабочего тела.

Приближенное определение числа ударов бойка (поршня)
по средней квадратической скорости

I. Холостой ход (пусковой режим). Находим значения средней квадратической скорости по формулам:

$$\begin{aligned}
 \int_0^{S_{\kappa\delta}-S_{H\delta}} \omega_{\delta}^2 ds &= \frac{2}{n-1} \left(\frac{m+M_2}{mM_2} \right) F_{\delta} \left(\frac{S_{\kappa\delta}}{S_{H\delta}} \right)^n S_{H\delta}^2 \left\{ \left[\left(\frac{S_{\kappa\delta}}{S_{H\delta}} \right) - \right. \right. \\
 &- \left. \left. \frac{1}{2-n} \left[\left(\frac{S_{\kappa\delta}}{S_{H\delta}} \right)^{2-n} - 1 \right] \right] \right\} = 300 \times 132 \times 13,5^{1,36} (13,5-1) - \frac{1}{2-1,36} \times \\
 &\times (13,5-1) = 136 \times 10^4 \left[12,5 - \frac{1}{0,64} (5,297 - 1) \right] = 136 \times 10^4 (12,5 - \\
 &- 6,7) = 790 \times 10^4 \text{ см}^3/\text{с}^2;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \omega_{\kappa\delta}^2 &= \frac{2}{n-1} \left(\frac{m+M_2}{mM_2} \right) F_{\delta} \left(\frac{S_{\kappa\delta}}{S_{H\delta}} \right)^n S_{H\delta} \left[1 - \left(\frac{S_{H\delta}}{S_{\kappa\delta}} \right)^{n-1} \right] = \\
 &= 300 \times 132 \times 13,5^{1,36} \left[1 - \left(\frac{1}{13,5} \right)^{0,36} \right] = 300 \times 132 - \\
 &- 34,42 \left[1 - 0,392 \right] = 83 \times 10^4 \text{ см}^2/\text{с}^2;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \int_0^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} S_{H1}} \omega_p^2 ds &= \omega_{\kappa\delta}^2 \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} S_{H1} - \frac{2}{n-1} \left(\frac{m+M_2}{mM_2} \right) \times \\
 &\times F_{\delta} S_{H1}^2 \left\{ \frac{1}{2-n} \left[1 - \left(1 - \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \right)^{2-n} \right] - \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \right\} = 83 \times 10^4 \frac{15}{16} 13,5 - \\
 &- 300 \times 91,6 \times 13,5^2 \left\{ \frac{1}{2-1,36} \left[1 - \left(1 - \frac{15}{16} \right)^{0,64} \right] - \frac{15}{16} \right\} = \\
 &= (1054 - 180) 10^4 = 874 \times 10^4 \text{ см}^3/\text{с}^2;
 \end{aligned}$$

$$\omega_{cp}^2 = \frac{1}{\rho_n} \left[\int_0^{S_{\kappa\delta} - S_{H\delta}} \omega_{\delta}^2 ds + \int_0^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon}} \omega_{\rho}^2 ds \right] = \frac{1}{25} [790 + 874] \times 10^4 =$$

$$= \frac{1664 \times 10^4}{25} = 66,5 \times 10^4 \text{ см}^2/\text{с}^2.$$

Отсюда $\omega_{cp} = 0,9 \cdot 10^2 \sqrt{66,5} = 735 \text{ см/с}.$

2. Рабочий ход. Находим значения средней квадратической скорости:

$$\int_0^{\frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} S_{H1}} \omega_p^* ds = \frac{2}{\kappa-1} \frac{m+M_2}{mM_2} \left\{ S_{H1} \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \left[\frac{\rho^* S_{H1}}{\varepsilon} + \rho_{H\delta}^* S_{H\delta}^* \right] - \right.$$

$$\left. - \left[\frac{\rho^* S_{H1}^2}{\varepsilon^2 (2-\kappa)} (\varepsilon^{2-\kappa} - 1) + \frac{\rho_{H\delta}^* S_{H\delta}^{*2}}{2-\kappa} \left[1 - \left(1 - \frac{S_{H1}}{S_{H\delta}} \frac{\varepsilon-1}{\varepsilon} \right)^{2-\kappa} \right] \right] \right\} =$$

$$= 430 \times 13,5 \frac{15}{16} \left[\frac{7000 \times 13,5}{16} + 132 \times 50 \right] - \left[\frac{7000 \times 13,5^2}{16^2 \times 0,75} - \right.$$

$$\left. - (16^{0,75} - 1) \right] + \frac{132 \cdot 50^2}{0,75} \left[1 - \left(1 - \frac{13,5}{50} \cdot \frac{15}{16} \right) 0,75 \right] =$$

$$= 430 \times 2,62 \times 10^4 = 1130 \times 10^4 \text{ см}^3/\text{с}^2;$$

$$\omega_{\kappa\delta}^{*2} = \frac{2}{\kappa-1} \frac{m+M_2}{mM_2} \left\{ \rho^* S_{H1} \left(\frac{\varepsilon^{\kappa-1} - 1}{\varepsilon^{\kappa}} \right) + \rho_{H\delta}^* S_{H\delta}^* \times \right.$$

$$\left. \times \left[1 - \left(\frac{1}{1 - \frac{S_{H1}}{S_{H\delta}} \frac{(\varepsilon-1)}{\varepsilon}} \right)^{\kappa-1} \right] \right\} = 430 \left\{ 7000 \times 13,5 \left(\frac{16^{0,25} - 1}{16^{1,25}} \right) + \right.$$

$$\left. + 132 \times 50 \left[1 - \left(\frac{1}{1 - \frac{13,5}{50} \cdot \frac{15}{16}} \right)^{0,75} \right] \right\} = 430 \times 2462 = 106,0 \times 10^4 \text{ см}^2/\text{с}^2;$$

$$\int_0^{S_{\kappa\delta} - S_{H\delta}} \omega_{\delta}^{*2} ds = \frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{m+M_2}{mM_2} \right) \rho_{\kappa\delta}^* \rho_{H\delta}^* \left\{ (S_{\kappa\delta} - S_{H\delta}) + \frac{S_{\kappa\delta}}{2-\kappa} \times \right.$$

$$\left. \times \left[\left(\frac{S_{H\delta}}{S_{\kappa\delta}} \right)^{2-\kappa} - 1 \right] \right\} + \omega_{\kappa\delta}^{*2} (S_{\kappa\delta} - S_{H\delta}) =$$

$$= 430 \times 2360 \left\{ (13,5 - 1,0) + \frac{13,5}{0,75} \left[\left(\frac{1}{13,5} \right)^{0,75} - 1 \right] \right\} +$$

$$+ 106 \times 10^4 (13,5 - 1,0) = (-2185 + 1325) 10^4 = 860 \times 10^4 \text{ см}^3/\text{с}^2;$$

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{cp}^2 &= \frac{1}{\rho_n} \left[\int_0^{\frac{\xi-1}{\epsilon} S_{HI}} \dot{\omega}_p^2 ds + \int_0^{S_{\delta\delta} - S_{H\delta}} \dot{\omega}_\delta^2 ds \right] = \\ &= \frac{1}{25} (1130 + 860) \times 10^4 = 79,6 \times 10^4 \text{ см}^2/\text{с}^2. \end{aligned}$$

Отсюда $\dot{\omega}_{cp}^* = 0,9 \sqrt{79,6 \times 10^4} = 800 \text{ см/с}$.

Определяем время всего цикла работы двигателя:

$$t = \rho_n \left(\frac{1}{\dot{\omega}_{cp}} + \frac{1}{\dot{\omega}_{cp}} \right) = 25 \left(\frac{1}{735} + \frac{1}{800} \right) = 65 \times 10^{-3} \text{ с}.$$

Учитывая задержку воспламенения дизельного топлива, определяем:

$$t_1 = 65 \times 10^{-3} + 6 \times 10^{-3} = 71 \times 10^{-3} \text{ с};$$

$$t_2 = 65 \times 10^{-3} + 2 \times 10^{-3} = 67 \times 10^{-3} \text{ с}.$$

Полученные значения t_1 и t_2 мало отличаются от соответствующих величин, найденных выше численным интегрированием.

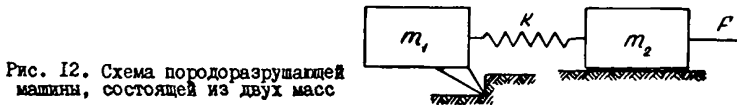
ВНЕШНЯЯ ДИНАМИКА

В настоящее время процесс разрушения пород горными машинами описывается линейными дифференциальными уравнениями как движение одномассовой, двухмассовой и т.д. систем. При этом нагрузка, действующая на резец инструмента, считается случайной функцией времени. В действительности разрушаемый массив породы представляет собой единую динамическую систему машина-порода, что приводит к необходимости решения нелинейной системы уравнений движения.

Колесательный процесс, точнее, образование волны, может быть описан серией уравнений движения, принадлежащих различным участкам волны. Участки волны отличаются друг от друга стадиями упругого состояния системы. В начале движения исполнительного органа за счет накопления потенциальной энергии деформации системы образуется импульс вынуждающей силы, возникающий в результате скола. Затем после начального скола возникает мгновенная разгрузка, или режим удара, что сопровождается рядом сколов, уменьшающих величину накопленной потенциальной энергии в период формирования импульса силы. Далее следует холостой ход и, наконец, последняя стадия движения исполнительного органа, что завершает процесс формирования волны.

Режим нагружения и образование начального скола

Предположим, что принципиальная схема машины состоит из масс m_1 и m_2 с упругой связью (рис. 12). Для того чтобы вызвать движение системы, т.е. переместить исполнительный орган машины массы m_1 , необходимо внешнее воздействие. Таким внешним воздействием является тяговое усилие F , приложенное к массе m_2 . Положение системы может быть определено в любой момент времени координатами x и y , отсчитываемыми от положения равновесия.



Если учитывать силы трения между цепью и породой, то при действии тягового усилия F цепь деформируется на величину

$$x-y = \frac{1}{EF} \int_0^{\ell} (F - qfz) dz = \left(F - \frac{qf\ell}{2} \right) \frac{\ell}{EF}$$

Принимая во внимание, что давление на забой равно $P = F - qf\ell$, имеем

$$\kappa \left[(x-y) - \frac{qf\ell}{\kappa} \left(1 - \frac{\ell}{2\ell} \right) \right] = P = c \frac{1}{n} y^{\frac{1}{n}},$$

где P — усилие, действующее на забой;

q — масса единицы длины цепи;

f — коэффициент трения цепи по породе;

κ — коэффициент упругости цепи, $\kappa = \frac{EF}{\ell}$;

y_n — величина внедрения инструмента в породу;

ℓ — длина цепи, соприкасающейся при провисании с породой;

n — показатель степени, характеризующий форму наконечника инструмента;

c — коэффициент жесткости породы.

При составлении уравнения движения применим обратный метод, т.е. вместо составления выражения для потенциальной энергии системы и последующего дифференцирования его найдем обобщенные силы. Для этого мысленно к массам m_1 и m_2 соответственно приложим обобщенные силы Q_1 и Q_2 . Тогда на породу будут действовать две обобщенные силы $Q_1 + Q_2$, вызывающие перемещение исполнительного

органа массы m_1 на величину внедрения инструмента y . Исходя из этого можно написать

$$\frac{(Q_1 + Q_2 - Q_{тр})^2}{c} = y, \quad (55)$$

где $Q_{тр}$ - сила трения, равная $2f\ell^* \left(1 - \frac{\ell^*}{2\ell}\right)$.

На массу привода m_2 действует обобщенная сила Q_2 , которая вызывает удлинение пружины κ и перемещает массу m_2 на величину $\frac{Q_2}{\kappa}$. Кроме того, масса привода перемещается на величину y внедрения наконечника инструмента в породу. Следовательно, суммарное перемещение массы m_2 будет равно

$$\frac{Q_2}{\kappa} + y = x. \quad (56)$$

Решая уравнения (55) и (56), найдем обобщенные силы:

$$Q_1 = c^{\frac{1}{n}} y^{\frac{1}{n}} - \kappa \left[(x-y) - \frac{2f\ell^*}{\kappa} \left(1 - \frac{\ell^*}{2\ell}\right) \right];$$

$$Q_2 = \kappa (x-y).$$

Величины обобщенных сил, рассчитанные по полученным выражениям, представляют собой производные от потенциальной энергии системы по обобщенным координатам. Поэтому на основании уравнения Лагранжа можно написать следующее уравнение движения исполнительного органа:

$$m_1 \ddot{y} + c^{\frac{1}{n}} y^{\frac{1}{n}} = \kappa \left[(x-y) - \frac{2f\ell^*}{\kappa} \left(1 - \frac{\ell^*}{2\ell}\right) \right]. \quad (57)$$

Обозначая величину деформации цепи через $\lambda = (x-y) - \frac{2f\ell^*}{\kappa} \left(1 - \frac{\ell^*}{2\ell}\right)$ и интегрируя уравнение движения (57), получаем

$$\frac{m_1 v^2}{2} + \frac{c^{\frac{1}{n}} y^{\frac{1}{n}+1}}{\frac{1}{n} + 1} = -\frac{\kappa \lambda^2}{2} + C_1. \quad (58)$$

Полагая в равенстве (58) начальную скорость массы m_1 , равной скорости подачи v_n^* при $y = \lambda = 0$, получаем

$$C_1 = \frac{m_1 v_n^{*2}}{2}. \quad (59)$$

Подставляя значение (59) в выражение (58), получаем

$$\frac{m_1}{2} (v^2 - v_n^2) + \frac{c \frac{1}{n} y^{\frac{1}{n} + 1}}{\frac{1}{n} + 1} = - \frac{\kappa \lambda^2}{2}. \quad (60)$$

Наибольшая величина внедрения инструмента в породу $y = y_{\text{ин}}$ соответствует скорости $v^2 = 0$. Следовательно, из выражения (60) имеем

$$E_{\kappa} = \frac{m_1 v_n^2}{2} = \frac{\kappa \lambda^2 m}{2} + \frac{\rho_p^{n+1}}{\left(\frac{1}{n} + 1\right) c}, \quad (61)$$

где ρ_p - разрушающее усилие;

λ_m - наибольшая деформация цепи в момент разрушения породы.

Таким образом, кинетическая энергия E_{κ} переходит в потенциальную, которая состоит из потенциальной энергии деформированной цепи и потенциальной энергии деформации породы.

Режим удара

Предположим, что усилие в цепи $\rho_{\text{ц}}$, возникающее при внедрении инструмента в породу на величину y , уравнивается равномерно распределенными силами трения qf между цепью и породой на некоторой ее длине ℓ' .

Таким образом, величина силы трения при движении исполнительного органа все время меняется в зависимости от длины ℓ' возбужденного участка цепи так, чтобы уравновесить упругую силу $\rho_{\text{ц}}$, действующую на цепь. Предельная длина возбужденного участка цепи в момент разрушения породы будет

$$\ell'_{\text{пр}} = \frac{\rho_{\text{ц}m}}{qf},$$

где $\rho_{\text{ц}m}$ - усилие в цепи при разрушении породы в забое;

q - масса единицы длины цепи;

f - коэффициент трения цепи по породе.

Заметим, что усилие на цепь при разрушении породы возрастает из-за почти мгновенного исчезновения упругой опоры, которой являлась порода в забое при ее нагружении.

Величина внедрения инструмента в породу с учетом сил трения на возбужденной длине ℓ' участка цепи равна

$$y = \int_0^{\ell'} \frac{(\rho_{\text{ц}} - qfz)}{EF} dz = \frac{\rho_{\text{ц}}^2}{2qfEF}. \quad (62)$$

Допустим, что произошло разрушение породы, т.е. образование начального скола, тогда положение массы m может быть определено в любой момент времени одной координатой (рис.13).

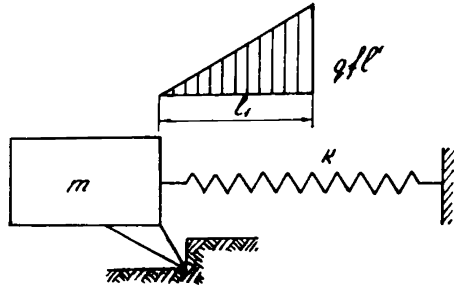


Рис. 13. Схема породоразрушающей машины с распределением сил трения между цепью и породой

Дифференциальное уравнение движения массы m после образования начального скола с учетом сил трения цепи по породе запишется:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{1}{3g} \cdot \frac{d^2 (qf\ell')}{dt^2} y + [2qfEF]^{\frac{1}{2}} y^{\frac{1}{2}} = 0. \quad (63)$$

Полученное уравнение является нелинейным с переменной массой, зависящей от длины возбужденного участка цепи ℓ' .

Учитывая, что $qf\ell' = [2qfEF]^{\frac{1}{2}} y^{\frac{1}{2}}$, после интегрирования уравнение (63) примет вид

$$\frac{mv^2}{2} \left[1 + \frac{3}{2} \frac{qf\ell'}{g} \right] + \frac{2}{3} [2qfEF]^{\frac{1}{2}} y^{\frac{3}{2}} = C_1. \quad (64)$$

Постоянную C_1 определим из условия, что после образования начального скола перемещение инструмента $y = 0$, а его скорость движения $v = v_n$:

$$C_1 = \frac{mv_n^2}{2}. \quad (65)$$

Подставляя выражение (65) в уравнение (64) и учитывая, что при $y = y_m$ $v = 0$, получим

$$\frac{mv_n^2}{2} = \frac{2}{3} [2qfEF]^{\frac{1}{2}} y_m^{\frac{3}{2}} = \frac{P_u^3}{3qfEF}. \quad (66)$$

Так как энергия, идущая на образование одного скола, равна

$$E_{нск} = \frac{c \frac{1}{n} y_m^{\frac{1}{n}+1}}{\frac{1}{n} + 1} = \frac{P_p^{n+1}}{c \left(\frac{1}{n} + 1 \right)},$$

а энергия деформированной цепи в момент разрушения породы, т.е. образования начального скола, определяется из выражения (66), то число сколов найдется по формуле

$$\chi = 1 + \frac{c \left(\frac{1}{n} + 1 \right)}{3qfEF} \cdot \frac{P_{цм}^3}{P_p^{n+1}} = 1 + \frac{2}{3} \left(\frac{1}{n} + 1 \right) \frac{P_{цм}}{P_p}. \quad (67)$$

Для определения количества сколов найдем величину отношения усилий $\frac{P_{цм}}{P_p}$, действующих на цепь и породу при разрушении. Заметим, что энергия деформации, которая накоплена в цепи и породе до ее разрушения, преобразуется при разрушении породы в потенциальную энергию деформации только цепи благодаря внезапному исчезновению разрушающего усилия, действующего на породу. Поэтому можно приравнять между собой выражения (61) и (66). Тогда получаем

$$\frac{\kappa \lambda_m^2}{2} + \frac{P_p^{n+1}}{\left(\frac{1}{n} + 1 \right) c} = \frac{P_{цм}^3}{3qfEF}$$

или

$$c \left(\frac{2}{3} y_m - \frac{\kappa \lambda_m^2}{2 P_{цм}} \right) = \frac{P_p^n}{\frac{1}{n} + 1} \cdot \frac{P_p}{P_{цм}}.$$

Из последнего выражения следует, что величина внедрения инструмента в породу равна

$$y_m = \frac{P_{цм}}{P_p} \left(\frac{1}{n} + 1 \right) \left(\frac{2}{3} y_m - \frac{\kappa \lambda_m^2}{2 P_{цм}} \right).$$

После соответствующих преобразований окончательно получаем

$$\frac{P_{цм}}{P_p} = \frac{3}{2} \left[\frac{\lambda_m}{2 y_m} + \frac{1}{\frac{1}{n} + 1} \right]. \quad (68)$$

Подставляя это отношение усилий в формулу (67), находим

$$\chi = 1 + \left(\frac{1}{n} + 1 \right) \left[\frac{\lambda_m}{2 y_m} + \frac{1}{\frac{1}{n} + 1} \right] = 2 + \frac{1}{2} \left(\frac{1}{n} + 1 \right) \frac{\lambda_m}{y_m}. \quad (69)$$

Из выражения (69) видно, что если $\lambda_m \geq y_m$, то $\chi > 3$; когда $\lambda_m < y_m$, то $2 < \chi < 3$.

При выводе формул предполагалось, что порода обладает свойством однородности и изотропности, т.е. в породе отсутствуют неравномерно распределенные сосредоточенные твердые включения. Если они будут иметь место, то число сколов может быть достаточно большим и носить случайный характер, что нарушает ритмичность в работе струговой установки и вызывает значительные перегрузки, которые могут привести к разрушению рабочих элементов струга.

Если инструмент имеет конусный наконечник, то показатель степени $n = \frac{1}{2}$, поэтому число сколов будет

$$\chi = 2 + \frac{1}{2} (2 + 1) \frac{\lambda_m}{y_m} = 2 + \frac{3}{2} \frac{\lambda_m}{y_m}.$$

Выражения (68) и (69) становятся неопределенными при $\lambda_m = 0$, $\lambda \rightarrow \infty$ или при $y_m = 0$ и $\lambda_m \rightarrow \infty$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Принцип действия статического струга основан на плавном разрушении породы аналогично резанию металла на металлообрабатывающих станках. В действительности происходит значительное накопление потенциальной энергии деформации в рабочих элементах машины и ее реализация при разрушении породы, что изменяет принцип действия машины, переводя его из статического в динамический, т.е. ударный, режим.

Динамический режим регулируется прочностными свойствами породы, что создает благоприятные условия для эффективного разрушения породы. Разрушение слабой и вязкой породы происходит, как правило, плавно, без каких-либо ощутимых рывков, что характеризует эффект резания, так как почти полностью отсутствует мгновенная разгрузка рабочих элементов машины от упругой деформации. Так, в струговой установке в случае вязкой и слабой породы удлинение цепи, вызываемое разрушающей силой для данной породы, практически постоянно в процессе разрушения породы.

Крепкая порода с незначительной неоднородностью разрушается струговой установкой в режиме удара, так как почти периодически происходит накопление упругой деформации цепи и ее разгрузка, что характеризуется весьма эффективным разрушением породы благодаря почти мгновенному образованию в ударном режиме целого ряда сколов. При значительной неоднородности структуры породы с наличием твердых включений возникает беспорядочный ударный режим в виде рывков различной силы, что вызывает большие перегрузки

в рабочих элементах струговой установки. В последнем случае для предотвращения поломок деталей и узлов струга целесообразно избавиться от беспорядочного накопления и освобождения потенциальной энергии.

Одним из средств упорядочения режима работы струга может являться специальное устройство ударного действия, например импульсный привод, работающий на дизельном топливе. Благодаря работе импульсного привода может быть достигнута плавная и надежная работа механизмов струговой установки при разрушении породы неоднородной структуры с наличием очень твердых включений.

Принцип действия импульсного привода как специального агрегата заключается в ударном разрушении породы, что устраняет возможность появления дополнительной потенциальной энергии в цепи, реализующейся в обычном струге в ударный режим значительной мощности. Поэтому количество энергии, расходуемой при одном и том же эффекте разрушения, при наличии импульсного привода больше, чем для обычной струговой установки. В этом случае добавочная энергия тратится на приведение в действие тяговых механизмов, перемещающих как импульсный привод, так и цепь при наличии сил трения.

Применение импульсного привода целесообразно в следующих случаях:

- при разрушении негабаритов в виде крупных камней;
- при короткой тяговой цепи;
- при разрушении породы с неоднородной структурой и наличии очень твердых включений.

Следует иметь в виду, что применение импульсного привода в шахтных условиях требует дополнительных специальных устройств для удаления с мест выработки выхлопных газов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кошкин В. К., Левин Б. Р. Двигатели со свободно движущимися поршнями. М., Машиз, 1964.
2. Ленин И. М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. М., "Машиностроение", 1969.
3. Герасимов Я. И., Древинч В. П., Еремин Е. Н., Киселев А. М., Лебедев В. П., Панченков Г. М., Шлигин А. И. Курс физической химии. Под общей редакцией чл.-корр. АН СССР проф. Герасимова Я. И. Т. I. М.-Л., "Химия", 1964.
4. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М., Физматгиз, 1959.
5. Тимошенко С. П. Теория упругости. М.-Л., ГИИ, 1934.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Вывод основных уравнений	5
Пусковой режим работы двигателя	8
Рабочий ход поршня (процесс расширения)	13
Эквивалентная масса или критерий, характеризующий реактивное сопротивление колеблющейся системы	17
Соударение бойка и инструмента через воздушную подушку	21
Воздействие инструмента на породу	25
Пример расчета импульсного привода	26
Приближенное определение числа ударов бойка (поршня) по средней квадратической скорости	35
Внешняя динамика	41
Режим нагружения и образование начального скола	42
Режим удара	44
Заключение	47

Александр Викторович Докукин,
Юрий Дмитриевич Красников,
Алексей Алексеевич Шубин,
Иван Васильевич Михайлин

МЕТОДИКА РАСЧЕТА
ИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА ДИЗЕЛЬНОГО ТИПА

Редактор И. П. Сидорова

T-00130 Тираж 500 Изд. № 7654 Цена 24 коп. Заказ № 22

Типография Института горного дела им. А. А. Скочинского
3, I уч.-изд. л. Подписано к печати 3/II 1976 г.