

М 490744

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской революции
и ордена Трудового Красного Знамени Государственный технический
университет имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи

УДК 621.01:531.3

Беляев Юрий Васильевич

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ПРИ СОУДАРЕНИИ СИСТЕМ ТЕЛ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В МАШИНАХ
УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

01.02.06 - Динамика, прочность машин, приборов и
аппаратуры

Автореферат
диссертации на соискание
ученой степени доктора
технических наук

Москва - 1989г.

Работа выполнена в Московском ордена Трудового Красного Знамени инженерно-строительном институте им. В.В. Кушбышева.

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук, профессор В.Л. Бидерман;

Доктор технических наук, профессор А.С. Гусев;

Доктор технических наук, профессор В.А. Ряхин.

Ведущая организация:

Центральный научно-исследовательский и проектно-экспериментальный институт комплексных проблем строительных конструкций и сооружений имени В.А. Кучеренко /ЦНИИСК/.

Защита состоится *12/IV-90. в 14³⁰* на заседании специализированного Совета Д 053.15.08 при Московском Государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: г. Москва, 2-я Баумановская ул., д.5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского Государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

Автореферат разослан

Ученый секретарь специализированного Совета

В.В. Дубинин

Л-495'

Подпи

М 490 741

2 п.л.

При создании новых или совершенствовании существующих машин, приборов, сооружений, при разработке технологических процессов и правил эксплуатации объектов техники в ряде технических проблем решаются такие важные вопросы, как увеличение срока службы, повышение производительности, снижение материалоемкости, улучшение условий труда и т.д. Качественное решение этих вопросов является основой выполнения постановления XXVII-го съезда КПСС, направленного на ускорение научно-технического прогресса. Ясно, что создание качественных образцов новой техники и технологии при наименьших затратах времени и средств возможно на основе использования не только практического опыта, но и знания закономерностей физических процессов, происходящих в объектах техники.

В настоящей работе изучаются закономерности ряда сложных механических процессов, происходящих в системах твердых тел при соударении. При этом рассматриваются системы, которые нашли или могут найти применение в машинах ударного действия. На основе полученных результатов разрабатываются практические методы расчета или оценки энергосиловых характеристик этих систем.

Во многих случаях при взаимодействии твердых тел в результате их столкновения отсутствуют разрывы непрерывности механических величин даже в приближенных схемах этого процесса. Следуя традиции, установившейся в литературе и в инженерной практике, происходящее в этом случае явление, несмотря на отсутствие разрывов, также будем называть ударом.

К машинам ударного действия относятся молоты для погружения свай, широко применяемые в строительстве, кузнечные молоты, которыми оснащены машиностроительные и металлургические заводы, отбойные, бурильные молотки и другие средства "малой механизации", которые применяются как в горнодобывающей промышленности, так и в строительстве. В этих машинах рабочий процесс осуществляется при соударении системы двух или нескольких тел.

Процесс удара в каждой из этих машин имеет свои особенности, но вместе с тем есть много общего как в методах исследования, так и в полученных результатах. Поэтому изучение соударения систем тел, применяемых в различных объектах техники, целесообразно выполнять в одной работе. Исходя из этого для решения проблемы определения действующих сил и распределения энергии при соударе-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1490741

Беляев Ю. В. Методы определе



нии рассматриваемых систем тел был поставлен и решен комплекс общих прикладных задач динамики.

Актуальность проблемы, поставленной в настоящей работе, следует из того, что в течение длительного времени отсутствовали достаточно полные и точные данные о механических процессах, происходящих при соударении систем тел, применяемых в машинах ударного действия. Во многих случаях не были известны силы взаимодействия соударяющихся тел и энергетические характеристики соударения. Это объясняется значительными трудностями, которые имеют место как при математическом, так и при экспериментальном исследовании удара.

Вместе с тем наблюдаются частые поломки деталей во время работы машин ударного действия, например — свай во время забивки, шаботов кузнечных молотов, что наносит большой экономический ущерб. Отсутствие надежных данных об энергетических свойствах соударения не дает возможности определить оптимальный вариант при конструировании и сравнить по энергетической эффективности машины ударного действия с машинами других типов, предназначенными для выполнения аналогичных работ.

Основная цель диссертации состоит в определении закономерностей механических процессов, происходящих при соударении систем тел, применяемых в машинах ударного действия, и в разработке методов расчета энергосиловых характеристик удара.

В работе получены следующие новые результаты, которые и выносятся на защиту:

1. Закономерности движения во время удара и изменения наибольших нагрузок соударяющихся тел, применяемых в ручных машинах ударного действия, кузнечных молотах и при забивке свай. Эти результаты получены в безразмерных параметрах для различных условий соударения.

2. Общая для всех рассмотренных систем тел закономерность изменения степени использования энергии удара в зависимости от параметра, пропорционального отношению скорости удара к действующей силе. При этом соударяющиеся тела предполагались упругими.

3. Решения ряда задач об определении периодических колебаний нелинейных ударно-вибрационных систем, которые являются основой конструкций ряда машин. Приложение этих решений к изучению физических свойств рассматриваемых систем и к расчету скорости и энергии удара. Например показано, что при абсолютно неупругом ударе возможен периодический режим колебаний с остановками ударающего

тела на ограничителе и что скорость удара в этом случае будет меньше, чем при ударах без остановок.

Перечисленные выше результаты получены на основании ряда работ, имеющих самостоятельное значение и достаточно высокую степень новизны. В частности

4. Решение задачи об ударе твердого тела по упругому стержню с амортизатором при действии сухого трения по боковой поверхности и ряда частных случаев этой задачи.

5. Решение задачи о продольном ударе двух упругих стержней при взаимодействии одного из них с обрабатываемым материалом.

6. Экспериментальное подтверждение одномерной /стержневой/ теории при описании соударения сравнительно коротких стержней.

7. Уточнение физического смысла коэффициента восстановления скорости при ударе, введенного Ньютоном. Получены количественные зависимости, при соблюдении которых некоторые упругие тела могут рассматриваться, как абсолютно твердые.

8. Метод определения силы, возникающей при соударении двух тел, основанный на использовании экспериментальных данных и не требующий тарировки измерительной системы по усилию.

9. Метод определения входной величины и динамической погрешности при измерении /записи/ быстро изменяющихся величин.

10. Практические методы расчета наибольших усилий и некоторых других величин, имеющих место при соударении в машинах ударного действия.

Практическое значение работы состоит в том, что данные о количественных соотношениях и о физических свойствах процесса соударения в рассматриваемых системах тел, полученные в результате решения ряда задач, вычислительных работ и экспериментов, могут быть основой при решении многих вопросов, возникающих при разработке и эксплуатации машин ударного действия. В частности, данные о наибольших усилиях, действующих на соударяющиеся тела во время удара, являются основой расчетов их на прочность и необходимы при разработке технологии. Знание энергетических свойств соударения должно способствовать правильному построению конструкций машин с точки зрения их энергетической эффективности. Кроме того широкое применение в практике должны найти результаты решения вопросов, которые в настоящей работе являются вспомогательными. К ним относятся например метод экспериментального определения силы, возникающей при соударении двух тел, методика определения динамических погрешностей при измерении быстро изменяющихся величин.

Настоящая работа представляет собой обобщение исследований по данной теме, выполненных автором в течение длительного времени. Она изложена на 342-х страницах, из которых 263 заняты текстом, а на остальной части приведены 16 таблиц, 71 рисунок и список литературы, состоящий из 224-х наименований.

2. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ МЕТОДИКИ ИССЛЕДОВАНИЯ СОУДАРЕНИЯ ТВЕРДЫХ ТЕЛ

В результате анализа существующих работ по теории соударения твердых тел и по методике экспериментального исследования удара отмечена необходимость уточнения решений ряда вопросов, связанных с применением общей теории к реальным условиям, имеющим место в реальных машинах и производственных процессах.

При рассмотрении решения известной задачи об ударе механической системы с идеальными удерживающими связями и неудерживающую связь, в которой вводится коэффициент восстановления скорости ϵ , как необходимое физическое соотношение, вместо ϵ был использован коэффициент $\beta = (T_2 - T_0)/(T_1 - T_0)$, который определяет степень несовершенства неудерживающей связи. Здесь T_0 , T_1 и T_2 — кинетическая энергия системы соответственно перед ударом, в конце первой фазы, т.е. в момент, когда неудерживающая связь "действует", и после удара. В результате замены изменений кинетической энергии системы выражениями, которые следуют из обобщенной теоремы Карно для случая стационарных связей, получена следующая простая зависимость между коэффициентами β и ϵ :

$$\beta = 1 - \epsilon^2. \quad (1)$$

В это соотношение не входят какие-либо величины, зависящие от свойств системы. Коэффициент ϵ определяется только относительным поглощением энергии на неудерживающей связи β и не зависит от состава системы и уравнений связей. В частности, при соударении двух тел, предполагаемых абсолютно твердыми, этот коэффициент не зависит от их формы. Этот вывод справедлив и для случая, когда неудерживающая связь, о которую происходит удар, нестационарна. При этом выражение β должно быть записано через кинетическую энергию, соответствующую относительному движению системы по отношению к подвижным осям, для которых неудерживающая связь становится стационарной.

Если задать потери энергии не только на неудерживающей, но и на других связях системы, то задача станет неопределенной, т.к. при этом из числа уравнений выпадают условия, налагаемые связями на скорости точек. Для решения задач о соударении деформируемых тел коэффициент восстановления скорости не имеет смысла.

В литературе указан один критерий возможности предполагать соударяющиеся тела абсолютно твердыми: время удара должно быть в несколько раз больше периода упругих колебаний каждого из соударяющихся тел. Это эквивалентно следующему положению: энергия колебаний каждого из тел к моменту наибольшего сближения их центров масс должна быть пренебрежимо мала по сравнению с кинетической энергией этих тел перед ударом, причем кинетическая энергия должна определяться, как указано выше.

Для количественного определения этого критерия вычислялось отношение λ_d энергии упругих колебаний тела к кинетической энергии, соответствующей его движению со скоростью центра масс, в зависимости от времени τ действия силы P , приложенной центрально к неподвижному вначале телу. Были сделаны вычисления для стержня на основе решения волнового уравнения при действии силы вдоль его оси, для балки с использованием решения уравнения упругих поперечных колебаний под действием силы, перпендикулярной к балке. При этом сила была либо постоянна, либо изменялась по синусоиде на половине или четверти ее периода. То же самое было сделано для системы двух абсолютно твердых тел, соединенных упругим элементом.

При анализе построенных зависимостей λ_d от отношения τ к наибольшему периоду собственных упругих колебаний тела T отмечено, что с ростом τ/T от нуля до 0,5 величина λ_d уменьшается особенно интенсивно, после чего изменение λ_d представляет собой колебания с уменьшающейся амплитудой и средним значением. Таким образом, начиная с некоторого значения $\tau/T = (\tau/T)_{np}$, которое назовем предельным, величина λ_d не будет превышать назначенной достаточно малой величины. Пусть при $(\tau/T) \geq (\tau/T)_{np}$ $\lambda_d \leq 0,05$. Соответствующие значения $(\tau/T)_{np}$, полученные в результате вычислений для разных условий, приведены в таблице 1. Если во время удара для каждого из тел $(\tau/T) \geq (\tau/T)_{np}$, то при определении распределения энергии соударяющиеся тела можно приближенно считать абсолютно твердыми и использовать введенный Ньютоном ко-

Таблица I

Тело	Закон изменения силы	Время действия силы	$(\tau/T)_{np}$
Стержень	$P = \text{Const}$	τ	1,80
	$P = P_m \sin \omega t$	$\tau = \pi/\omega$	1,25
	$P = P_m \sin \omega t$	$\tau = \pi/\omega \cdot 2$	2,00
Балка	$P = \text{Const}$	τ	1,65
	$P = P_m \sin \omega t$	$\tau = \pi/2\omega$	1,75
Два твердых тела равных масс	$P = \text{Const}$	τ	0,85
	$P = P_m \sin \omega t$	$\tau = \pi/2\omega$	1,10

Если исключить случай, когда действующая сила плавно нарастает и уменьшается, то для рассмотренных упругих тел значения $(\tau/T)_{np}$ не очень сильно изменяются при изменении зависимости $P(t)$. Это подтверждает возможность использования полученных результатов при ориентировочной оценке энергетических свойств соударения тел иной формы, применяемых в машинах ударного действия.

Изложенное выше необходимо иметь в виду при выборе метода экспериментального определения силы, возникающей при соударении тел. Существующие методы, основанные на применении датчика силы или датчика ускорения, весьма ограничены, особенно в случае кратковременных ударов при большой величине силы. Поэтому на основе анализа процесса измерения был разработан новый метод экспериментального определения ударной силы. Этот метод основан на том, что при взаимодействии тел, свойства которых соответствуют теории удара Герца, деформации сосредоточены в небольшой области, расположенной вблизи контактной площадки. На некотором расстоянии от этой площадки деформация пропорциональна действующей силе, так что график относительной деформации $\varepsilon(t)$, полученный известным способом в точке поверхности тела, является одновременно графиком ударной силы $P(t)$, записанным в некотором масштабе.

При рассмотрении прямого центрального удара двух тел получается следующая формула масштаба записи усилия во время удара:

$$m_p = \frac{m_1 m_2 (v_y t_y - \delta)}{(m_1 + m_2) F_i m_{cp} m_t^2} \quad , \quad (2)$$

где m_1 и m_2 - массы соударяющихся тел, $v_y = v_1 - v_2$ - относительная скорость центров масс тел непосредственно перед ударом / скорость удара/, t_y - время удара, δ - остаточная деформация в направлении удара, F_i - площадь, ограниченная кривой импульса I и осью времени в мм², m_{cp} мм²/мм - масштаб, в котором строится график площади, ограниченной кривой $P(t)$ и осью времени, m_t с/мм - масштаб времени при записи $P(t)$.

С помощью графика импульса легко определяются скорости тел после удара, по которым может быть вычислен коэффициент восстановления скорости. Кроме того, возможно построение графиков движения центров масс тел во время удара и зависимости действующей силы от деформации в направлении удара. Изложенный метод определения усилия неоднократно применялся при изучении удара кузнечных молотов. Метод вычисления масштаба силы можно рекомендовать и в случае применения датчика силы, если отсутствует возможность выполнить его тарировку с достаточной точностью.

На рис. I показан пример записи усилия при ударе без заготовки на кузнечном молоте М-2II со скоростью $v_y = 3,46$ м/с (α) и график, необходимый для определения масштаба $P(t)$, (δ).

В технике сравнительно часто используется продольный удар тел цилиндрической формы /бурение горных пород, забивка свай и т.д./, Определение нагрузок соударяющихся тел и распределения энергии может быть выполнено наиболее просто, если соударяющиеся тела возможно предполагать стержнями.

Файнингом и Бассетом была подтверждена "стержневая" теория для сравнительно длинных цилиндров, имеющих отношение длины к диаметру около 68-и, а также - в случае, когда это отношение уменьшалось до 11-и. В настоящей работе после воспроизведения этих экспериментов с отечественной

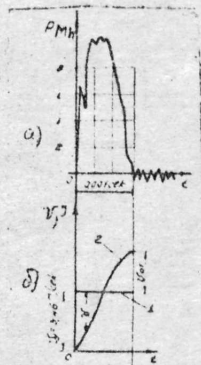


Рис. I

аппаратурой и стержнями длиной в 45 диаметров были поставлены

эксперименты, в которых длина ударяющего стержня была уменьшена до 3-х, что соответствует многим машинам ударного действия.

Запись деформаций в точках ударяемого стержня вдоль его оси производилась при помощи проволочных датчиков сопротивления и электронного осциллографа ОК-17М, приспособленного для записи деформаций, а их вычисление в тех же точках выполнялось на основе решения известной задачи Сирса. На рис.2 показан пример осциллограммы напряжения, полученной экспериментально (α) и соответствующей расчетной кривой (δ) для точки, расположенной на расстоянии 12 см от ударяемого конца стержня.

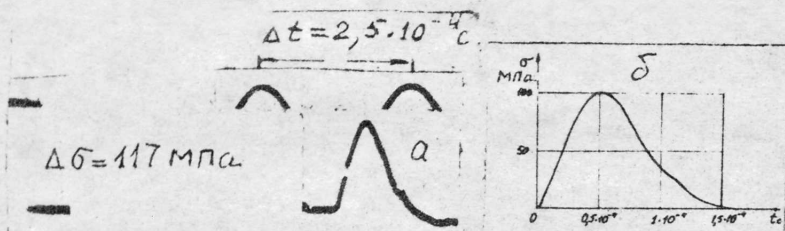


Рис.2

Удар производился со скоростью $V_y = 4,2$ м/с цилиндром длиной $l_1 = 98$ мм и диаметром $d_1 = 32$ мм по стержню, у которого $l_2 = 1000$ мм и $d_2 = 22$ мм, причем его ударяемый конец имел сферическую поверхность радиуса 50 мм.

При сравнении результатов экспериментального определения напряжений с расчетными установлено удовлетворительное соответствие не только формы кривых $\sigma(t)$, но и числовых значений.

Кроме того, для продольного удара 2-х цилиндров, из которых второй вначале неподвижен, экспериментально и путем расчета по "стержневой" теории определялся и сравнивался коэффициент η_c , равный отношению кинетической энергии второго цилиндра, соответствующей его движению после удара со скоростью центра масс, к кинетической энергии первого (ударяющего) цилиндра перед началом удара. Для его вычисления получена простая формула. Отмечено удовлетворительное соответствие результатов при $l_1 \geq 2d_1$.

Изложенные выше результаты экспериментов подтвердили возможность применения "стержневой" теории для определения энергосиловых характеристик соударения при малой длине ударяющего цилиндра.

3. МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОГРЕШНОСТЕЙ ПРИ ИЗМЕРЕНИИ БЫСТРО ИЗМЕНЯЮЩИХСЯ ВЕЛИЧИН

При измерении (записи) деформаций, усилий и других физических величин, которые быстро изменяются с течением времени, возникает необходимость решения следующей задачи: дана амплитудная $A(\omega)$ и фазовая $\varphi(\omega)$ частотные характеристики линейной непрерывной следящей системы, применяемой для измерений. При известной выходной величине $y(t)$, полученной с помощью этой системы, определить входную величину $x(t)$ и динамическую погрешность $\delta(t) = y(t) - x(t)$.

Величины x и y связаны известным уравнением

$$y(t) = \int_0^t \kappa(t-\tau) x(\tau) d\tau, \quad (3)$$

где $\kappa(t)$ — импульсная весовая функция.

Как известно задача определения $x(t)$ из уравнения (3) при $y(t)$, полученной экспериментально и содержащей погрешность, относится к классу некорректно поставленных задач, т.к. ее решение неустойчиво. Акад. А.Н. Тихоновым доказана возможность решения таких задач при определенных условиях и разработан регуляризующий алгоритм решения в общем случае.

В настоящей работе решение изложенной выше задачи сведено к определению n производных по времени от функции $y(t)$, что также является некорректной задачей. Но во многих случаях n не превышает двух — трех, и для приближенного определения производных можно успешно применять простые и давно известные методы.

В соответствии с общей теорией после n -кратного дифференцирования обеих частей уравнения (3) получено уравнение Вольтерра второго рода, решение которого известно. В данном случае оно имеет такой вид

$$x(t) = \frac{1}{\kappa^{(n-1)}(0)} \left[y^{(n)}(t) - \int_0^t R(t-\tau) y^{(n)}(\tau) d\tau \right], \quad (4)$$

где $(n-1)$ — наименьший порядок производной от $\kappa(t)$, которая не равна нулю при $t=0$. τ — параметр, $R(t)$ — резольвента уравнения. Если $K(p)$ — передаточная функция измерительной системы, то изображение Лапласа резольвенты $R(t)$ можно представить так

$$\bar{R}(p) = 1 - \frac{\kappa^{(n-1)}(0)}{p^n \bar{K}(p)} = \frac{\bar{R}_0(p)}{p^{n+\delta}}, \quad (5)$$

где $\bar{R}_0(p) = p^{n+\delta} - \kappa^{(n-1)}(0) p^\delta / \bar{K}(p)$.

Для определения оригинала резольвенты ее изображение представлено, как сумма регулярной и нерегулярной частей $\bar{R}(p) = \bar{R}_z(p) + \bar{R}_n(p)$, причем оригинал последней легко определяется по формуле обращения. Регулярные в правой полуплоскости и на мнимой оси функции $\bar{K}(p)$ и $\bar{R}_z(p)$ далее рассматриваются на мнимой оси, т.е. как функции $i\omega$. Их оригиналы определяются известными формулами обратного преобразования Фурье. Необходимые при этом действительные и мнимые частотные характеристики функций определяются с использованием экспериментальных данных о свойствах измерительной системы. Даны оценки погрешностей, которые возможны после замены бесконечного верхнего предела интегралов при определении $\kappa(t)$ и $R_z(t)$ конечными величинами. Вместе с тем показано, что малым отклонениям частотных характеристик от истинных будут соответствовать малые изменения $\chi(t)$.

После замены в (4) $R(t) = R_z + R_n$, вычисления интеграла, содержащего $R_n(t)$, по частям получена следующая общая формула входной величины:

$$\begin{aligned} \chi(t) = & \frac{1}{\kappa^{(n-1)}(0)} \left[- \sum_{q=\delta}^{n+\delta-1} \frac{\bar{R}_0^{(q)}(0)}{q!} y^{(q-\delta)}(t) + y^{(n)}(t) - \right. \\ & - \sum_{q=0}^{\delta-1} \frac{\bar{R}_0^{(q)}(0)}{q!} \underbrace{\int_0^t d\tau \int_0^t d\tau \dots \int_0^t y(\tau) d\tau}_{\delta-q} - \\ & \left. - \int_0^t R_z(t-\tau) y^{(n)}(\tau) d\tau \right], \quad (6) \end{aligned}$$

где δ - порядок нуля функции $\bar{K}(p)$ в точке $p=0$, $\delta-q$ - кратность интегралов. При $\delta=0$ правая часть (6) не будет содержать интегралов. Кроме того, если n равно порядку дифференциального

уравнения, описывающего движение измерительной системы, то

Исходными данными при составлении уравнения (6), т.е. при определении постоянных для данной измерительной системы величин $n, \lambda, R_L(t), \bar{R}_0(\rho)$ и ее производных при $\rho=0$, являются амплитудная и фазовая частотные характеристики этой системы. Указаны два способа определения перечисленных величин — графоаналитический и аналитический, основанный на применении приближенных аналитических выражений частотных характеристик. Последний реализуется наиболее просто, когда амплитудно-частотная характеристика близка к характеристике системы второго порядка. В этом случае уравнение (6) имеет такой вид

$$x(t) = y(t) + \frac{2\beta}{\omega_0^2} y'(t) + \frac{1}{\omega_0^2} y''(t), \quad (7)$$

где β и ω_0 — постоянные, которые входят в аналитическое выражение частотных характеристик.

Изложенный метод целесообразно применять и тогда, когда необходимо лишь убедиться в малости динамических погрешностей. Точность метода зависит от качества записи изучаемого процесса и повышается с увеличением скорости развертки.

4. ИЗУЧЕНИЕ ЭНЕРГОСИЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УДАРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРИОДИЧЕСКОГО РЕЖИМА КОЛЕБАНИЙ МЕХАНИЗМОВ УДАРНО-ВИБРАЦИОННОГО ДЕЙСТВИЯ

Для изучения действующих сил и распределения энергии при соударении в системах тел, которые являются основой конструкции механизмов ударно-вибрационного действия, было использовано решение задачи о продольном ударе упругих стержней, полученное Сен-Венаном. В данном случае решение записано для условий, соответствующих работе механизмов, причем волны на каждом участке определены ~~определены~~ сравнительно простыми выражениями. Кроме того для решения поставленной проблемы сделаны вычисления ряда величин при различных условиях, причем возможность применения решения изложенной ниже задачи подтверждена работами, описание которых дано в разделе 2.

На рис. 3 показана схема задачи. По неподвижному перед ударом стержню 2, упирающемуся концом в среду, оказывающую сопротивление его движению, наносится удар стержнем I со скоростью U_{iy} .

Движение и нагрузка каждого из стержней определялись в ре-

зультате решения волнового уравнения

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (8)$$

где u - смещение поперечного сечения стержня от начального по-



Рис.3

ложения, x - его координата, t - время, $a = \sqrt{E/\rho}$ - скорость распространения упругих волн в стержне, E и ρ - модуль упругости и плотность материала стержня. Далее индексами 1 и 2

обозначены величины, относящиеся соответственно к первому и второму стержням. Начальные условия в рассматриваемой задаче нулевые, за исключением первого стержня, для которого при $t=0$ $\frac{\partial u}{\partial t} = u_0' = u_0'$. Граничные условия: при $x_1=0$ $\frac{\partial u_1}{\partial x_1} = 0$; при $x_1=l_1$ и $x_2=l_2$ может осуществляться одно из двух граничных условий

$$a) \frac{\partial u_1}{\partial t} = -\frac{\partial u_2}{\partial t}; E_1 F_1 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} = E_2 F_2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2}; \quad б) \frac{\partial u_1}{\partial x_1} = \frac{\partial u_2}{\partial x_2} = 0.$$

Последнее условие будет выполняться после отделения стержней.

При $x_2=0$ может иметь место одно из трех граничных условий

а/ $\frac{\partial u_2}{\partial x_2} = -\frac{P}{E_2 F_2}$, если конец $x_2=0$ внедряется в среду, оказывающую сопротивление P ; б/ $\frac{\partial u_2}{\partial x_2} = 0$, если конец $x_2=0$ не касается среды, и в/ $\frac{\partial u_2}{\partial t} = 0$, если конец $x_2=0$ касается среды, но внедрение отсутствует. Граничное условие, действующее в том или ином промежутке времени, определялось из перечисленных выше при решении задачи.

При постоянном сопротивлении среды P движение рассматриваемой системы и действующие силы зависят от трех безразмерных параметров

$$\lambda = \frac{u_0 E_2 F_2}{P a_2}; \quad \rho = \frac{l_2 a_1}{l_1 a_2}; \quad \eta = \frac{u_2 E_1 F_1 - a_1 E_2 F_2}{a_2 E_1 F_1 + a_1 E_2 F_2},$$

причем для реальных условий как правило $\rho > 1$ и $0 \leq \eta < 1$.

Если $u = \psi(a_1 t - x) + \psi(a_2 t + x)$ есть известное общее решение уравнения (8) и i - номер участка непрерывности функций, то до момента $T_i = 2l_i/a_i$ от границы стержней распространяются волны ψ_i и ψ_2 , производные которых по их аргументам постоянны на каждом участке и равны

$$(\psi_1')_i = \frac{v_y}{2a_1} f^i; \quad (\psi_2')_i = -\frac{v_y}{2a_2} (1+f) f^i.$$

С момента $t = \ell_2/a_2$ второй стержень начинает взаимодействовать со средой, так что появляется прямая волна. При изменении ее аргумента от ℓ_2 до $3\ell_2$ и при $i = i_1$ она определена следующим соотношением:

$$(\psi_2')_i = \frac{v_y}{a_2} [\lambda - 0,5(1+f) f^{i-1}]; \quad i < i_1,$$

где i_1 — номер последнего участка, на котором происходит внедрение второго стержня в среду.

После определения волн на других участках изменения аргументов были выполнены вычисления ряда величин при различных условиях с целью изучения свойств соударения. В частности определялись наибольшие напряжения во втором стержне и КПД удара, равный отношению работы, произведенной при внедрении в среду, к кинетической энергии первого тела перед ударом, в зависимости от параметра $1/\lambda$ при $0 \leq f \leq 0,8$ и при $\rho \geq 1$.

На рис. 4 показан пример изменения КПД удара η_y в зависимости от $1/\lambda$ при $f = 0,2$. Аналогичные результаты получены и при других значениях f из указанного интервала. Если соударяющиеся тела могут рассматриваться, как стержни, и при большом сопротивлении среды параметр ρ , и следовательно —

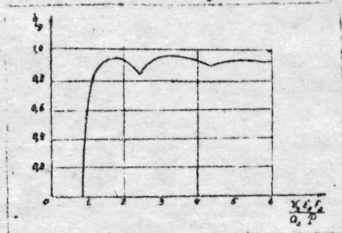


Рис. 4

соотношение масс соударяющихся тел пренебрежимо мало влияет на КПД удара. Во всех случаях η_y растет от нуля, достигая некоторого максимального значения, после чего его изменение в зависимости от $1/\lambda$ представляет собой колебания с возрастающим средним значением и уменьшающейся амплитудой. Если $(1/\lambda) \leq f/(1+f)$, то при постоянном сопротивлении среды $\eta_y = 0$. При очень малом сопротивлении среды η_y должен приближаться к значению η_c , которое было введено в разделе 2.

При определении максимально возможных напряжений сжатия, действующих в поперечных сечениях у концов второго стержня, получены следующие формулы:

$$\text{при } \lambda_2 = 0 \quad \sigma_m = -E_2 \frac{v_y}{2a_2} (1+f) \beta_1; \quad (9)$$

$$\text{при } \chi_2 = \ell_2 \quad \sigma_m = -E_2 \frac{v_0}{2a_2} (1 + f) \beta_2, \quad (10)$$

где β_1 и β_2 - коэффициенты, зависящие от свойств материалов соударяющихся тел и соотношения их геометрических размеров. При соударении свободных стержней $\beta_1 = \beta_2 = 1$. Получены значения этих коэффициентов для разных условий соударения и показано, что они увеличиваются с ростом параметра f и уменьшением ρ . Напряжение растяжения будет не более, чем модуль полученного по формуле (10). При расчетах на прочность необходимо иметь в виду коэффициенты концентрации напряжений.

В результате изучения КИД удара и максимальных напряжений при переменном сопротивлении среды, линейно возрастающем в зависимости от внедрения конца $\chi_2 = 0$, отмечены закономерности, аналогичные изложенным выше, только кривая КИД в этом случае начинается в начале координат.

Рассмотрено также решение задачи о соударении /рис.4/ и выполнено исследование КИД удара в случае, когда второй стержень имеет ступенчатую форму. Установлено, что утолщение на конце $\chi_2 = \ell_2$, не превышающее по площади поперечного сечения первого тела, не приводит к уменьшению КИД удара. В связи с этим для получения стабильной скорости отражения первого тела после удара /не зависящей от сопротивления среды/ можно на конце второго тела предусмотреть участок длиной ℓ_1 , имеющий поперечное сечение, незначительно превышающее сечение первого тела. Это имеет большое значение при создании механизмов ударно-вибрационного действия, предназначенных для работы в различных условиях.

Для обоснования принятой в настоящем исследовании схемы соударения кроме работ, изложенных в разделе 2, были выполнены вычисления ряда величин, имеющих место при соударении стержней при различных значениях радиуса закругления торца одного из них. При определении напряжения вблизи конца $\chi_2 = \ell_2$ установлено, что максимальное его значение сравнительно медленно уменьшается с уменьшением радиуса закругления торца /при изменении радиуса от ∞ до 0,5 см оно уменьшилось в 1,5 раза/, а максимальное напряжение в центре контактной площадки возросло при этом почти в сто раз. Это говорит о том, что после небольшого срока работы механизма, снабженного направляющими для соударяющихся стержней, поверхности их торцев вследствие износа и пластических деформаций будут по форме приближаться к плоским, несмотря на неизбежные начальные отклоне-

1749044

ния. Кроме того, общая картина изменения КПД удара подтверждается результатами экспериментов, приведенными в работе Л.А. Шрейнера /Физические основы механики горных пород, М, Гостоптехиздат 1950/. Вывод о независимости КПД удара от соотношения масс соударяющихся тел при значительном сопротивлении среды подтвержден результатами испытаний машин, предназначенных для бурения горных пород: с увеличением массы буровой штанги при бурении гранита скорость бурения не уменьшалась. В некоторых экспериментах было обнаружено, что при увеличении длины, а следовательно и массы штанги, могут появляться факторы, вызывающие уменьшение скорости бурения. К таким факторам относятся, например, увеличение искривления штанги с ростом ее длины, ухудшение условий продувки или промывки шпура. После их устранения скорость бурения гранита при длинной и короткой штангах отличалась незначительно.

Исследование периодических колебаний механизмов ударно-вибрационного действия

В результате изучения режима периодических колебаний механизмов ударно-вибрационного действия получены данные о некоторых свойствах этих механизмов и разработаны методы определения их основной характеристики – скорости удара, которая является исходной величиной при решении проблемы, поставленной в настоящей работе. Рассматриваются наиболее распространенные механизмы, которые нашли широкое применение, причем в отличие от многих имеющих работ периодический режим определяется аналитическим методом.

На рис. 5а показана схема механизма, который является основой отбойных и бурильных молотков, бетоноломов и некоторых других ручных машин ударного действия. При колебаниях ползуна II кривошипного механизма происходят колебания бойка В, связанного с ползуном давлением воздуха, заполняющего камеру В, которая один раз в течение цикла сообщается с атмосферой для компенсации утечки. Как и в ряде предыдущих работ угловая скорость кривошипа ОА принята постоянной, равной ω , корпус К считается неподвижным, процесс сжатия – расширения воздуха в камере В – политропическим, весом бойка и трением его в направляющих можно пренебречь, время удара бойка по инструменту, который является ограничителем, пренебрежимо мало по сравнению с периодом $T = 2\pi/\omega$.

Для определения периодических колебаний бойка с периодом T

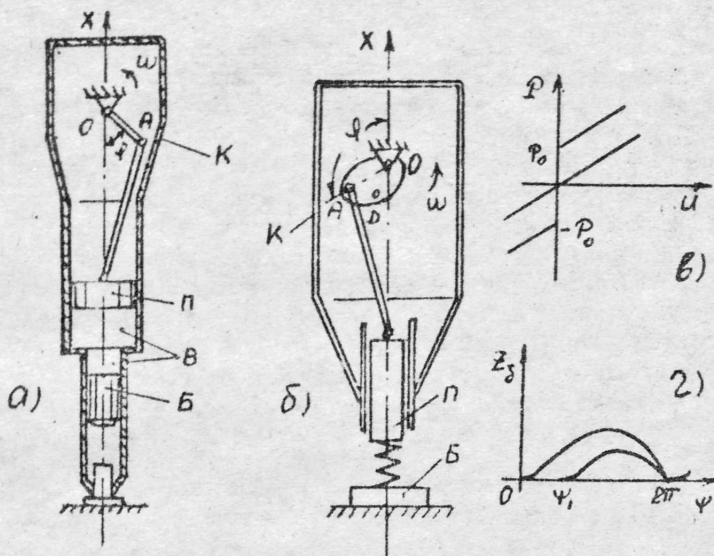


Рис.5

было записано в безразмерных переменных дифференциальное уравнение его движения между ударами. При этом функция силы давления воздуха от угла поворота кривошипа была заменена двумя членами ее ряда Фурье – постоянной и первой гармоникой. Постоянные интегрирования дифференциального уравнения движения и один из коэффициентов Фурье определялись с помощью условий, обеспечивающих искомый периодический режим колебаний. Выражения трех коэффициентов Фурье после вычисления интегралов представляют собой систему трансцендентных уравнений с тремя неизвестными, две из которых есть коэффициенты Фурье, а третья – угол поворота кривошипа в момент удара ψ_0 . Разработан алгоритм решения этих уравнений на ЭВМ.

Более подробно изучался случай, когда отношение амплитуды колебаний давления в камере В, определяемой первой гармоникой, к его среднему значению наименьшее. В литературе этот случай называют иногда резонансом. По результатам вычислений в безразмер-

ных переменных построены решения уравнений движения в периодическом режиме для различных значений конструктивных параметров механизмов и коэффициента отражения бойка. Семейство построенных кривых дает возможность легко определить параметры механизма, обеспечивающие заданную скорость удара в резонансном режиме.

Тот же метод был применен при решении задачи определения периодических колебаний системы с двумя степенями свободы, схема которой показана на рис.5б. В этой системе, применяемой в машинах для уплотнения грунта, колебания совершают два тела - балмак Б и корпус К с кривошипным механизмом. Связь ползуна П с телом Б осуществляется упругим звеном, которое в общем случае имеет предварительное натяжение P_0 , так что его характеристика, показанная на рис.5в, состоит из двух параллельных прямых. В частном случае $P_0 = 0$, и связь становится линейно-упругой.

Изложенным выше методом, но при полном ряде Фурье, которым представлена нелинейная силовая связь тел Б и П, получено точное решение поставленной задачи.

При исследовании показано, что возможен периодический режим колебаний с остановками тела Б на ограничителе /грунте/, причем факты свидетельствуют о том, что в реальных условиях осуществляется именно такой режим. Изучению этого периодического режима, возможного при нулевом коэффициенте восстановления скорости при ударе по ограничителю /грунту/, уделено значительное место в работе. В этом случае цикл разбивается на два участка, показанные на рис.5г: первый - от момента удара до $\psi = \psi_1$, где $\psi = \omega t$ и время t отсчитываются от момента удара, и второй - при $\psi_1 < \psi \leq 2\pi$. На первом участке тело Б прижато к ограничителю /грунту/, и система имеет одну степень свободы, на втором же участке она обладает двумя степенями свободы. К условиям, обеспечивающим искомый периодический режим, в данном случае добавляются соотношения, которые следуют из непрерывности обобщенных координат системы и их производных в точке $\psi = \psi_1$.

Для оценки точности приближенного решения задачи в случае существенно нелинейной характеристики производилось сравнение графика движения, построенного на основе этого решения, с графиком, полученным численным методом при достаточно малом шаге по времени. В результате установлено, что точность приближенного метода достаточна для технических расчетов.

5. СИЛОВЫЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПРОЦЕССА ПОГРУЖЕНИЯ СВАИ

По сравнению с многочисленными работами, связанными с изучением удара о свая во время ее забивки, в настоящем исследовании схема задачи об ударе приближена к реальным условиям, а результаты вычислительных работ должны дать возможность определить свойства системы молот-амортизатор-свая-грунт в широком диапазоне ее параметров.

Задача о продольном ударе по упругому стержню
с амортизатором при действии сухого трения

Наиболее близкими к рассматриваемой ниже являются задачи, результаты решения которых изложены в ряде работ Л.В. Никитина /Инженерный журнал, 1963, т. III, вып. I; МТТ, 1967, №2 и др./. В этих задачах при постоянной интенсивности силы трения определяются волны в случае удара без амортизатора, а также - при действии заданной силы. Наличие амортизатора вносит существенные изменения как в методику решения задачи, так и в конечные результаты.

Для изучения соударения в рассматриваемом случае была поставлена следующая задача. Абсолютно твердое тело I массой M / рис.6/ сталкивается с неподвижным вначале упругим стержнем 3,

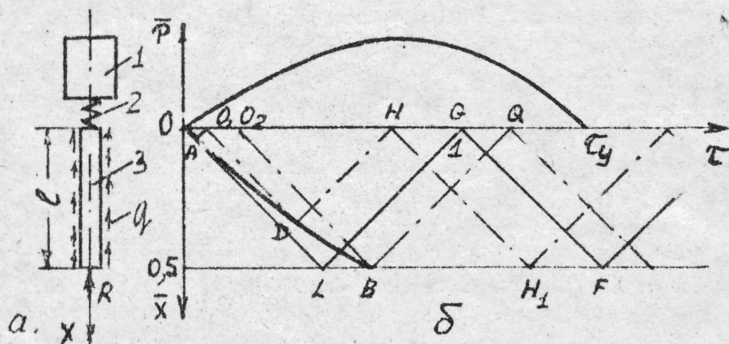


Рис.6

имеющим массу m , длину ℓ , площадь поперечного сечения F , плотность и модуль упругости материала ρ и E . Удар происходит со скоростью v_y вдоль оси стержня через линейно-упругий амортизатор жесткостью C . По боковой поверхности стержня при его движении действует направленная противоположно скорости сила трения T , интенсивность которой $q = \frac{\partial T}{\partial x} = q_0 + \beta x$, где q_0 и β — постоянные.

Если x и u — координата и смещение поперечного сечения стержня, то для интересующей нас области, где $\frac{\partial u}{\partial t} \neq 0$, уравнение движения в безразмерных величинах имеет такой вид

$$\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \tau^2} = \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial \bar{x}^2} - 2\bar{v}_y (\bar{T}_n + 4\bar{T}_2 \bar{x}) \text{Sign} \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \tau} \right), \quad (II)$$

где $\bar{u} = u/2\ell$; $\bar{x} = x/2\ell$; $\tau = \omega t/2\ell$; $\bar{v}_y = v_y/\alpha$; $\bar{T}_n = q_0 \ell$; $\bar{T}_2 = \frac{1}{2} \beta \ell^2$. Кроме того введены следующие безразмерные величины: $\bar{T}_n = T_n/EF\bar{v}_y$; $\bar{T}_2 = T_2/EF\bar{v}_y$; $\lambda = \frac{m}{M}$; $\gamma = \frac{C\ell}{EF}$; $\bar{P} = P/EF\bar{v}_y$; $\bar{R} = R/EF\bar{v}_y$, где P — усилие в поперечном сечении стержня, R — сила лобового сопротивления среды. Многие из перечисленных безразмерных величин применялись ранее другими авторами.

Задача состоит в определении решения уравнения (II) при нулевых начальных условиях, удовлетворяющего следующим граничным условиям: при $\bar{x}=0$ $\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} = -\bar{v}_y \bar{P}(0, \tau)$; при $\bar{x} = 0,5$ может иметь место одно из трех граничных условий 1/ $\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} = -\bar{v}_y \bar{R}$, если конец стержня $\bar{x} = 0,5$ взаимодействует со средой и $(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \tau})_{\bar{x}=0,5} > 0$; 2/ $\frac{\partial \bar{u}}{\partial \tau} = 0$, если конец стержня $\bar{x} = 0,5$ взаимодействует со средой и $|(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \tau})_{\bar{x}=0,5}| < |\bar{v}_y \bar{R}|$; 3/ $\frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{x}} = 0$, если конец стержня $\bar{x} = 0,5$ не взаимодействует со средой.

В процессе решения задачи определяем, которое из трех граничных условий действительно на каждом интервале изменения τ .

Общее решение уравнения (II), полученное методом Даламбера, имеет такой вид

$$\bar{u} = -0,5 \bar{v}_y (\tau^2 - \bar{x}^2) (\bar{T}_n + 2\bar{T}_2 \bar{x}) + \bar{\varphi}(\tau - \bar{x}) + \bar{\Psi}(\tau + \bar{x}),$$

где $\bar{\varphi}$ и $\bar{\Psi}$ — функции, определяющие прямую и обратную волны. Для определения $\bar{\varphi}(\tau)$ получено следующее обыкновенное дифференциальное уравнение:

$$\ddot{\bar{\varphi}} + 2\gamma \dot{\bar{\varphi}} + 4\lambda \gamma = -4\gamma \frac{1}{\bar{v}_y} \bar{\varphi}''(0, \tau) + 2\gamma \bar{T}_n - 4\gamma \bar{T}_2 \tau. \quad (I2)$$

При рассмотрении аналогичных задач Л.В. Никитиним было показано, что в плоскости $\bar{x}-\tau$ есть линия $\bar{x}^*(\tau)$, на которой $\frac{\partial u}{\partial \tau} = 0$. В данном случае схема соударения содержит амортизатор, и линия $\bar{x}^*(\tau)$ начинается в точке 0 /рис.6/.

Условия на конце $\bar{x} = 0$ и при $\bar{x} = \bar{x}^*(\tau)$ на участке возрастания $\bar{x}^*$ приводят к следующим трем соотношениям:

$$-\bar{v}_y \bar{\tau}_z \tau^2 - \bar{\varphi}'(\tau) + \bar{\varphi}'(\tau) = -\bar{v}_y \bar{p}(0, \tau); \quad (13)$$

$$-\bar{v}_y (\bar{\tau}_n + 2\bar{\tau}_z \bar{x}^*) \tau + \bar{\varphi}'(\tau - \bar{x}) + \bar{\varphi}'(\tau + \bar{x}) = 0; \quad (14)$$

$$\bar{v}_y [\bar{\tau}_n \bar{x}^* - \bar{\tau}_z (\tau^2 - 3\bar{x}^{*2})] - \bar{\varphi}'(\tau - \bar{x}^*) + \bar{\varphi}'(\tau + \bar{x}^*) = 0. \quad (15)$$

Эти соотношения вместе с уравнением (12) дают возможность определить четыре неизвестные функции $\bar{x}^*(\tau)$, $\bar{p}(\tau, \tau)$, $\bar{\varphi}(\tau - \bar{x})$ и $\bar{\varphi}(\tau + \bar{x})$.

В первом приближении две последние функции определялись в достаточно малой области 00_1A /рис.6/, расположенной вблизи начала координат. В этой области $\bar{p}(0, \tau)$ и $\bar{x}^*(\tau)$ пренебрежимо мало отличаются от прямых и могут быть определены уравнениями $\bar{p}(0, \tau) = 2\gamma\tau$, $\bar{x}^*(\tau) = \tau \tan \alpha$, где α - угол наклона касательной к кривой $\bar{x}^*(\tau)$ в точке $\tau = 0$, который является функцией γ и $\bar{\tau}_n$. Получены следующие приближенные выражения волн в рассматриваемой малой области:

$$\bar{\varphi}(\tau - \bar{x}) = \bar{v}_y [\gamma(1 + \tan \alpha) + 0,5\bar{\tau}_n - 0,5\bar{\tau}_z(\tau - \bar{x})]/(\tau - \bar{x}); \quad (16)$$

$$\bar{\varphi}'(\tau + \bar{x}) = \bar{v}_y [-\gamma(1 - \tan \alpha) + 0,5\bar{\tau}_n + 0,5\bar{\tau}_z(\tau + \bar{x})]/(\tau + \bar{x}). \quad (17)$$

Следующее приближение, которым можно ограничиться в технических расчетах, получено после определения волны $\bar{\varphi}'$, которая отражается от линии $\bar{x}^*(\tau)$ на участке OD . При этом используется уравнение (14) с подстановкой в него $\bar{\varphi}'$ в соответствии с (16). Линия $\bar{x}^*(\tau)$ на участке OD определяется после исключения $\bar{\varphi}''$ из уравнений (14) и (15). Затем после вычисления $\bar{\varphi}''$ и решения уравнения (12) можно найти $\bar{p}(0, \tau)$ на участке OH и прямую волну $\bar{\varphi}'(\tau - \bar{x})$ в области OH_1B /рис.6/. Далее аналогичным методом могут быть определены волны на последующих участках.

Решение изложенной выше задачи при $q = const$ получается, если в соотношениях (12-17) положить $\bar{\tau}_z = 0$. В этом случае решение для малой области 00_1A является практически точным. Сила, действующая на стержень в сечении $\bar{x} = 0$, определялась после инте-

приравнивания уравнения (12) по участкам. В частности, для ОН при $q = \text{const}$ получено следующее выражение силы:

$$\bar{P}(0, \tau) = \frac{\gamma}{\lambda} e^{-\gamma \tau} \left[\frac{2\lambda - \gamma(1 - \gamma\alpha)}{N} \sin N\tau - (1 - \gamma\alpha) \cos N\tau \right] + \frac{\gamma}{\lambda} (1 - \gamma\alpha),$$

где $N = \sqrt{4\lambda\gamma - \gamma^2}$ при $4\lambda > \gamma$.

Решение рассматриваемой задачи получено также для других частных случаев, которые могут иметь место в практике, в частности - при $R = 0$; при $q = 0$; при наличии неподвижной преграды на конце $\bar{x} = 0,5$. Кроме того, разработана методика решения задачи об ударе о стержень с упруго-пластическими свойствами материала и при наличии амортизатора на ударяемом конце.

Для определения закономерностей изменения действующей силы и распределения энергии были выполнены вычислительные работы, в результате которых получены зависимости силы от времени, максимального ее значения и времени действия - от безразмерных параметров системы соударяющихся тел. Получены также зависимости распределения механической энергии и некоторых других величин от условий соударения. Как пример, на рис. 7 показано изменение наибольшей безразмерной силы $\bar{P}_m$, действующей на стержень во время удара, в зависимости от параметров γ и λ .

Эти данные позволили разработать инженерную методику расчета наибольшей нагрузки железобетонных свай во время забивки, а также - предложить новые способы определения силы сопротивления грунта по результатам динамических испытаний свай.

Достоверность полученных результатов подтверждена в разделе 2 настоящей работы, а также при сравнении экспериментальных и расчетных данных о напряжениях $\sigma(t)$, полученных на основе решения изложенных выше задач. Эксперименты состояли в измерении /записи/ напряжения в поперечных сечениях железобетонных свай, которые погружались в грунт последовательными ударами молота, у которого масса ударяющего тела 1800 кг. Применялись два типа амортизатора - большой и ма-

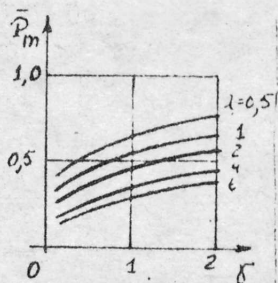


Рис. 7

лой жесткости, и средние значения наибольшего напряжения, полученные экспериментально, были соответственно 26,5 и 7,18 МПа. Расчетные значения максимальных напряжений при условиях экспериментов равны 24,7 и 7,55 МПа, причем формы экспериментальных и расчетных кривых $\sigma(t)$ практически одинаковы. Динамические погрешности записи $\sigma(t)$ определялись по методике, изложенной в разделе 3 настоящей работы, и не превышали 6%.

Таким образом, эксперименты с натурными сваями подтвердили достоверность изложенной выше теории и возможность применения ее для изучения соударения и расчетов энергосиловых характеристик системы молот - амортизатор - свая - грунт.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК СОУДАРЯЮЩИХСЯ ТЕЛ И ЭФФЕКТИВНОСТИ УДАРА ПРИ ДЕФОРМИРОВАНИИ МАТЕРИАЛОВ УДАРНЫМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ

Эксперименты показали, что при степенях деформации заготовки в направлении удара, не превышающих 0,5 - 0,6, а также при ударах без заготовки, кривая усилие деформирования - время может быть аппроксимирована тригонометрическими кривыми: на участке изменения времени t от нуля до момента t_m , когда усилие равно максимальному, - синусоидой $P = P_m \sin \pi t / 2t_m$, на следующем участке до момента окончания удара $P = P_m \cos \pi (t - t_m) / 2(t_y - t_m)$. Как и следовало ожидать, при последовательных ударах по одной и той же заготовке время удара в каждом следующем цикле уменьшается, а максимальное значение усилия увеличивается, приближаясь неограниченно к максимальному возможному при данных условиях, которое имеет место при отсутствии деформируемого материала /заготовки/.

В результате вычислений, выполненных на основе решения уравнений колебания системы с двумя степенями свободы, состоящей из шабота /наковальни/ и фундаментного блока молота, установлено, что при существующих параметрах этих систем упругая подшаботная прокладка и фундамент практически не влияют на процесс удара на молоте. Кроме того, наличие виброизоляции также не вносит заметных изменений в энергосиловые характеристики соударения.

О КПД удара при деформировании материалов

В настоящей работе коэффициент полезного действия удара η_y представлен, как произведение $\eta_y = \eta_1 \eta_2$, где $\eta_1 = P_m / \rho_y$ - коэффициент передачи кинетической энергии, равный отношению работы A_m , за-

траченной на деформирование заготовки и местное смятие соударяющихся частей к моменту t_m , когда эти деформации достигли наибольшего значения, $\eta_2 = A/A_m$ - КПД процесса деформирования заготовки, причем A - работа, совершенная при деформировании заготовки за время удара. Если соударяющиеся части молота, имеющие массы m_1 и m_2 , предполагать абсолютно твердыми, то $\eta_1 = \eta_{1r} = \frac{m_2}{m_1 + m_2}$. При деформируемых соударяющихся частях $\eta_1 < \eta_{1r}$.

Коэффициент η_1 определялся для систем упругих тел, изображенных на рис.8. В первом случае /рис.8а/ деформирование материала происходит между торцевыми поверхностями двух стержней при продольном ударе. По результатам вычислений, выполненных на основе решения волнового уравнения, построены графики изменения величины η_1 в зависимости от параметра $\frac{t}{T} = U_g E_1 F_1 / P_0$, который пропорционален отношению t_m/T и для существующих молотов равен приблизительно $2,1 t_m/T$. Здесь обозначено: U_g - скорость удара, E_1 и A_1 - модуль упругости материала первого стержня и скорость распространения упругих волн в нем, F_1 - площадь поперечного сечения, T - наибольший период колебаний первого стержня, P - усилие деформирования материала, принятое постоянным. Зависимости, полученные при разных условиях соударения, имеют тот же вид, что и график КПД удара, построенный на рис.4.

В случае, который показан на рис.8б, деформируемый материал 3 располагается на середине упругой балки и испытывает удар абсолютно твердого тела перпендикулярно направлению балки. Вычисления величины η_1 производились при различных условиях соударения на основе решения задачи

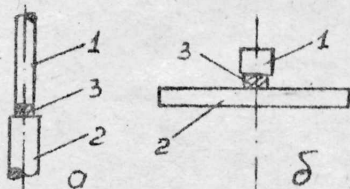


Рис.8

о поперечных упругих колебаниях балки, причем строились зависимости η_1 от отношения t_m/T , где T - период наиболее медленных упругих колебаний балки. Как и в первом случае эти зависимости представляют собой затухающие колебания, причем среднее значение возрастает и приближается к величине η_{1r} . При соотношении масс соударяющихся тел $m_2/m_1 = 5$ отличие η_1 от η_{1r} будет не более 5%, если $(t_m/T) \geq 0,7$. При соотношении масс 10 и 20 для выполнения того же условия предельные отношения t_m/T равны соответственно 0,6 и 0,4. При переменном усилии деформирования, изменяющемся по

синусоиде, результаты определения η_1 отличались незначительно.

Расчеты, выполненные с использованием экспериментальных данных, показали, что соударяющиеся части существующих молотов как правило можно приближенно считать абсолютно твердыми тела. Поэтому общеизвестная формула $\eta_y = \frac{m_2}{m_1 + m_2} (1 - \varepsilon^2)$ достаточно точно определяет эффективность удара на кузнечном молоте.

Наибольшие усилия, возникающие при соударении систем тел, применяемых при обработке материалов ударным воздействием

На основе результатов исследований, изложенных выше, получена простая формула максимально возможного усилия на молоте, которое будет возникать при ударах без обрабатываемого материала /заготовки/

$$P_m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} 1,57 (1 + \varepsilon) \frac{v_y}{t_y} \quad (18)$$

Для определения времени удара без заготовки t_y предложен способ, в котором используется экспериментальное значение этого времени t_{y0} , полученное на каком-либо из молотов. На основе теории удара Герца и при использовании теории подобия получена следующая формула t_y при одинаковых материалах соударяющихся частей:

$$t_y = t_{y0} \frac{z_0}{z} \left(\frac{\beta}{\beta_0} \right)^{2/5} \left(\frac{m_1}{m_{10}} \right)^{1/3} \left(\frac{v_{y0}}{v_y} \right)^{1/5}, \quad (19)$$

где $z = \varepsilon^{4/5} / (1 + \varepsilon)$; $\beta = m_2 / (m_1 + m_2)$. Индексом "0" отмечены те же величины, относящиеся к молоту, для которого получено экспериментальное значение t_{y0} , ε - коэффициент восстановления.

Формулы (18) и (19) могут применяться для определения наибольшего возможного усилия и времени удара на всех кузнечных молотах обычной конструкции. Соотношение (18) может быть использовано для вычисления наибольшего усилия и при деформировании заготовки, если степень деформации в направлении удара не более 0,5. При этом время удара следует определять экспериментально.

В экспериментах по изучению усилий, возникающих при соударении на молотах, измерения производились как известными методами, основанными на применении датчика ускорения или датчика силы, так и новым методом, описание которого приведено в разделе 2. Пример осциллограммы усилия при ударе без заготовки дан на рис.1.

В работе подтверждены и несколько расширены известные данные о коэффициенте восстановления скорости при ударе ε , а также разработана методика применения теории подобия для определения

максимально возможных усилий и времени удара на молотах.

Выполненные исследования энергосиловых характеристик систем тел, применяемых в кузнечных молотах, позволили сформулировать рекомендации по рациональному выбору формы соударяющихся тел и по совершенствованию технологии деформирования материалов ударным воздействием. Осуществление этих рекомендаций позволит сократить потери энергии и увеличить срок службы машин.

7. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Решение научно-технической проблемы, поставленной в настоящем исследовании, получено в результате постановки и решения комплекса задач динамики, вычислительных и экспериментальных работ. При этом большое внимание уделялось обоснованию соответствия схем поставленных задач рассматриваемым объектам техники и анализу достоверности получаемых результатов. В связи с этим был выполнен ряд работ, значение которых не исчерпывается потребностями настоящего исследования.

Ниже будет приведен краткий перечень полученных результатов. Более подробное их описание содержится в конце каждого раздела диссертации и в заключительной ее главе.

1. Определены закономерности и получены конкретные данные о силовом взаимодействии при соударении систем тел, применяемых в широко распространенных машинах ударного действия. При этом в одних случаях /ручные машины, кузнечные молоты/ получены совершенно новые результаты, в других /сваебойное оборудование/ - существенно уточнены и расширены имеющиеся данные.

2. Получены новые данные о закономерностях распределения энергии при соударении рассматриваемых систем тел. При этом установлена общая для всех рассматриваемых систем закономерность изменения величины η_y , определяющей энергетическую эффективность удара, в зависимости от безразмерного параметра, пропорционального отношению скорости удара к технологическому усилию: С увеличением этого параметра η_y возрастает от нуля, достигая иногда максимума. Далее изменение η_y представляет собой затухающие колебания с медленно возрастающим средним значением, приближающимся к единице.

3. Решены задачи об определении периодических колебаний нелинейных систем с одной и двумя степенями свободы, применяющихся в

машинах ударного действия. При этом изучались физические свойства движения и в безразмерных параметрах сделаны вычисления, по результатам которых можно легко определить параметры механизма при расчете.

4. Разработана методика решения задачи об ударе твердого тела по упругому стержню с амортизатором при действии сухого трения, интенсивность которого линейно возрастает по длине стержня. Получено решение этой задачи в ряде частных случаев, в том числе — при упруго-пластических свойствах материала. Выполнены вычисления ряда величин, определяющих процесс удара при различных условиях и разработаны инженерные методы расчетов, связанных с забивкой свай.

5. Поставлена и решена задача о соударении двух упругих стержней при взаимодействии одного из них со средой, оказывающей сопротивление его движению. Решение этой задачи в ее частных случаях записано в удобной для исследования форме. Выполнены вычисления, результаты которых использованы при решении вопросов, изложенных в п. 1 и 2.

6. По общим вопросам методики исследования удара, необходимость решения которых возникла в процессе работы над проблемой, сделано следующее:

а/ Уточнен физический смысл введенного Ньютоном коэффициента восстановления скорости при ударе. Показано, что он определяется местными потерями энергии при соударении и не зависит от формы или размеров тел.

б/ В результате вычислений, выполненных на основе решения задач об упругих колебаниях некоторых тел, определены условия, при которых эти тела можно приближенно считать абсолютно твердыми.

в/ Разработана методика приложения общих условий подобия и физического моделирования к изучению соударения систем тел, применяемых в технике.

г/ Разработан и применен в исследовательской практике новый метод экспериментального определения силы, возникающей при соударении тел.

д/ Экспериментально подтверждена возможность применения одномерной теории для изучения соударения более коротких цилиндров, чем в известных исследованиях.

е/ Разработана методика определения входной величины и динамической погрешности при измерении /записи/ быстро изменяющихся величин с применением линейной непрерывной следящей системы.

Практическое значение работы следует из необходимости коренного совершенствования существующих машин и методов использования соударения тел в технике. Вместе с тем в большинстве случаев исследования доведены до конкретных практических предложений и инженерных методов расчетов, что должно способствовать использованию в практике полученных результатов.

По сообщениям печати, а также - ряда организаций, большой положительный эффект дают ручные машины ударного действия с уменьшенным соотношением масс бойка и инструмента. Сообщается также об увеличении стойкости штампов на кузнечных молотах в 1,3 - 3,0 раза в результате рационального выбора усилия деформирования. При этом в обоих случаях соответствующие технические предложения впервые были даны в научных статьях, которые являются составной частью настоящей работы.

Решения задач об определении периодических колебаний механизмов ударно-вибрационного действия и результаты выполненных на их основе вычислительных работ применяются при разработке механизмов и способствуют сокращению сроков изыскания оптимальных конструкций.

Этими примерами не исчерпываются возможности использования результатов работы в практике машиностроения и строительства. В частности, повсеместное внедрение разработанного метода расчета нагрузки свай во время забивки и правильный выбор параметров системы молот - амортизатор - свая-грунт может дать огромный экономический эффект, значительно превышающий 1 млн рублей в год, т.к. в нашей стране ежегодно забивают 7 - 8 млн. свай и значительная часть их разрушается во время забивки. Некоторые из полученных результатов могут быть рекомендованы для использования в учебных курсах технических ВУЗов.

Методы и результаты решения проблем, которые входят в диссертацию, докладывались на

- Общемосковском семинаре по теоретической механике, 7/У-69г. г. Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана.

- Научно-технических конференциях МИСИ им. В.В. Куйбышева 1978, 1979, 1980, 1984 и 1986 года.

- Всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование кузнечно-штамповочного оборудования ударного действия" 28/IX-76г. и 28/IX-82г., г. Ижевск.

- Научно-техническом семинаре "Технологические возможности кузнечных машин динамического действия" I/XI-77г. МДНП имени

Ф.Э. Дзержинского, г. Москва.

- Расширенном семинаре по теории машин и механизмов 9/IV-81г., ИМАШ АН СССР, г. Москва.

- Научном семинаре по испытаниям сооружений 19/III-80г., МИСИ им. В.В. Куйбышева, г. Москва.

- Научном семинаре по основаниям, фундаментам и механике грунтов, 17/II-87г., МИСИ им. В.В. Куйбышева, г. Москва.

- Научном семинаре по волновой динамике и виброзащите строительных конструкций 29/I-87г., МИСИ им. В.В. Куйбышева, г. Москва.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих изданиях:

1. Беляев Ю.В. Математическое исследование КИД удара отбойных молотков // Исследование строительных машин. Тр. ВНИИ-СТРОЙДОРИМАШ, вып. XII, М.: Машгиз. 1956. С. 37-47.

2. Беляев Ю.В. О влиянии виброизоляции фундаментов кузнечных молотов на КИД удара и нагрузку фундаментного блока. // Кузнечно-штамповочное производство. 1962. № 1. С. 30-34.

3. Беляев Ю.В., Попов А.К. Экспериментальное исследование нагрузок соударяющихся деталей молотов во время удара // Кузнечно-штамповочное производство. 1967. № 2. С. 26-30.

4. Беляев Ю.В. Наибольшие нагрузки соударяющихся деталей молотов. // Кузнечно-штамповочное производство. 1970. № 8. С. 31-33.

5. Беляев Ю.В. Определение энергосиловых характеристик работы машин ударного действия // Вестник машиностроения. 1970. № 10. С. 31-35.

6. Беляев Ю.В. Развитие теории удара и некоторые вопросы методики изложения этой темы в курсах теоретической механики // Механика, Сб. научно-методических статей. Вып. 2. М.: Высшая школа. 1971. С. 13-21.

7. Беляев Ю.В., Нгуен Тхук Ан. Приложение теории упруго-пластических волн к определению потерь энергии при погружении свай. // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1973. № 4. С. 21-26.

8. Беляев Ю.В. Силы и распределение энергии при обработке материалов ударным воздействием // Вестник машиностроения. 1974. № 4. С. 70-73.

9. Беляев Ю.В. Колебания нелинейной системы с двумя степенями свободы // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1974. № 5.

С. 14-18.

10. Беляев Ю.В. Метод определения силы, действующей на соударяющиеся части молотов // Кузнечно-штамповочное производство. 1974. № 12. С. 17-19.

11. Беляев Ю.В. Возможности упрощенной постановки задач о соударении упругих тел // Некоторые вопросы прочности строительных конструкций. Сб. тр. МИСИ им. В.В. Куйбышева № 156. М., 1978. С. 158-167.

12. Вязовикин В.Н., Беляев Ю.В., Ларина Г.Ф., Рязанцев Г.П. Экспериментальное изучение удара о сваю при забивке // Исследование и разработка ударных строительных и дорожных машин. Тр. БНИИСТРОЙДОРМАШ 84. М., 1979. С. 3-9.

13. Беляев Ю.В. Возможности улучшения энергосиловых характеристик удара кузнечных молотов // Кузнечно-штамповочное производство. 1981. № 4. С. 21-24.

14. Беляев Ю.В. Методы расчета энергосиловых характеристик удара о сваю при забивке // Известия ВУЗов. Строительство и архитектура. 1982. № 1. С. 23-29.

15. Беляев Ю.В. Метод определения динамических погрешностей при измерении быстро изменяющихся величин // Известия ВУЗов. Приборостроение. 1982. № 1. С. 7-12.

16. Беляев Ю.В. Продольный удар по упругому стержню с амортизатором при действии сухого трения // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1982. № 7. С. 33-38.

17. Беляев Ю.В., Герт Т.Я. Периодические колебания системы с двумя степенями свободы, ударяющейся об абсолютно неупругий ограничитель // Машиноведение. 1983. № 1. С. 8-10.

18. Беляев Ю.В. Метод расчета периодического режима работы виброударных механизмов с воздушной камерой // Известия ВУЗов. Строительство и архитектура. 1983. № 5. С. 123-128.

19. Беляев Ю.В. Приложение теории подобия и моделирования к определению напряжений и деформаций тел при ударе // Некоторые вопросы расчета строительных конструкций. М., МИСИ им. В.В. Куйбышева. Сб. трудов. 1983. С. III-III7.

20. Беляев Ю.В. Некоторые практические результаты решения задачи об ударе о сваю при забивке // Известия ВУЗов. Строительство и архитектура. 1986. № 6. С. III3-III7.

Беляев Ю.В.