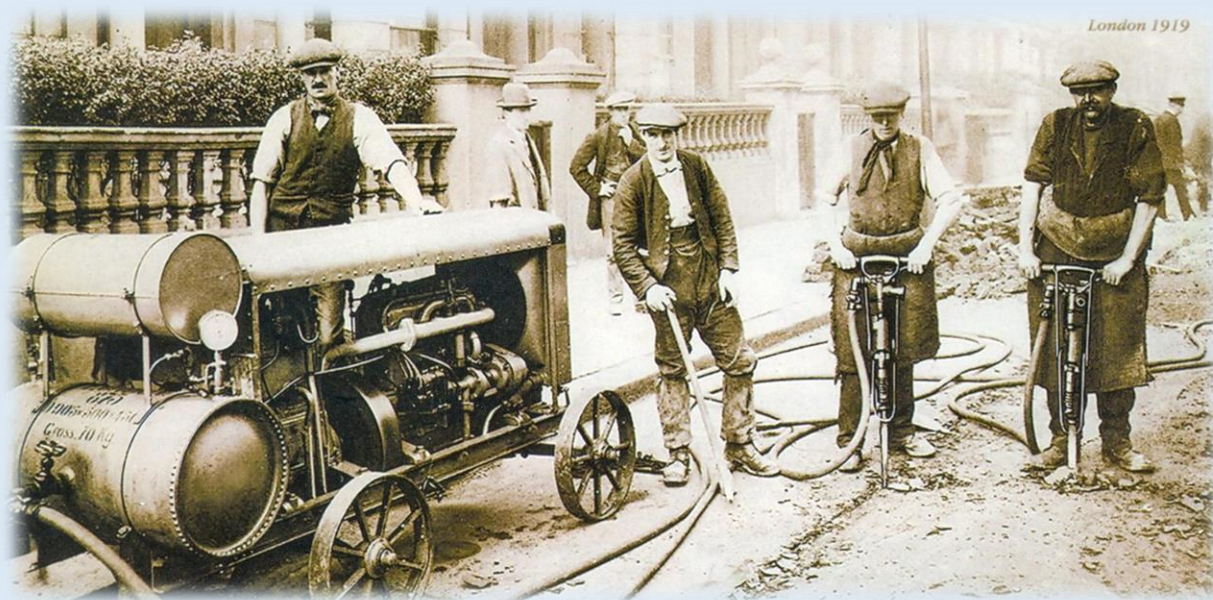


Д. З. Ямпольский

ЭТЮДЫ ОБ ОТБОЙНЫХ МОЛОТКАХ



ТЕОРИЯ.
РАСЧЕТЫ.
РАЗМЫШЛЕНИЯ

2025



Общество с ограниченной ответственностью «УДАРМАШ»

Д. З. Ямпольский

ЭТЮДЫ ОБ ОТБОЙНЫХ МОЛОТКАХ. ТЕОРИЯ. РАСЧЕТЫ. РАЗМЫШЛЕНИЯ

Монография

Электронное издание
локального распространения

Санкт-Петербург
Наукоемкие технологии
2025

© Ямпольский Д. З., 2025
© ООО «УДАРМАШ», 2025
ISBN 978-5-907946-43-9

УДК 622.232.3
ББК 30.605
Я57

Рецензенты:

Владимир Иванович Ерофеев, доктор физико-математических наук, профессор, директор Института проблем машиностроения РАН – филиала Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Федеральный исследовательский центр Институт физики им. А. В. Гапонова-Грехова Российской академии наук»;

Дмитрий Эдуардович Абраменков, доктор технических наук по научной специальности 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемные транспортные машины», профессор, заведующий кафедрой «Здания, строительные конструкции и материалы ФГБОУ ВО Сибирского государственного университета путей сообщения

Я57 Ямпольский Д. З. Этюды об отбойных молотках. Теория. Расчеты. Размышления [Электронный ресурс]: монография / Д. З. Ямпольский, ООО «УДАРМАШ». – Электрон., текстовые дан. (12 Мб). – СПб.: Научное издание, 2025. – 224 с. – 1 электрон., опт. диск (CD-ROM).

ISBN 978-5-907946-43-9

В сборнике-монографии представлены статьи о пневматических отбойных молотках, даны сведения о современных отечественных и зарубежных машинах, их технических характеристиках, методах и средствах испытаний и определения рабочих параметров. Предложены новые инструменты анализа внутренних процессов и расчета пневматических ударных машин. Особое внимание уделено вопросам вибрационной безопасности, современным средствам исследования ударных процессов и актуальным задачам совершенствования отбойных молотков.

Книга рассчитана на широкий круг лиц, занимающихся исследованием и проектированием машин ударного действия, измерением и расчетом их рабочих параметров. Она может быть также полезна инженерам, аспирантам и студентам машиностроительных специальностей.

Текстовое электронное издание

Минимальные системные требования:

- процессор: Intel x86, x64, AMD x86, x64 не менее 1 ГГц;
- оперативная память RAM ОЗУ: не менее 512 МБайт;
- свободное место на жестком диске (HDD): не менее 120 МБайт;
- операционная система: Windows XP и выше;
- Adobe Acrobat Reader;
- дисковод CD-ROM;
- манипулятор мышь

Научное издание

Ямпольский Дмитрий Зиновьевич

Этюды об отбойных молотках. Теория. Расчеты. Размышления
Монография

Издательство «Научное издание»
ООО «Корпорация «Интел Групп»
<https://publishing.intelgr.com>
E-mail: publishing@intelgr.com
Тел.: +7 (812) 945-50-63
Интернет-магазин издательства
<https://shop.intelgr.com/>

Подписано к использованию 17.03.2025 г.

Объем издания – 12 Мб.

Комплектация издания – 1 CD.

Тираж 100 CD.



© Ямпольский Д. З., 2025

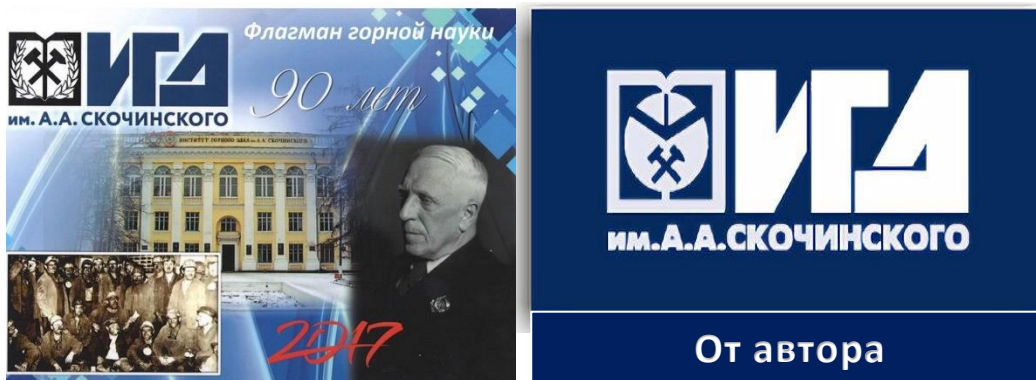
© ООО «УДАРМАШ», 2025

ISBN 978-5-907946-43-9

*Автор выражает глубокую благодарность
Владимиру Константиновичу Асташеву, д.т.н., ИМАШ РАН,
Владимиру Степановичу Ванаеву, к.т.н., МГТУ им. Н. Э. Баумана,
Геннадию Михайловичу Захарикову, к.т.н., ИГД им А. А. Скочинского,
Владимиру Исааковичу Ивлеву, к.т.н., ИМАШ РАН,
Игорю Романовичу Шайняку, ЗАО «НИЦ КД»
за ценные замечания и помощь в подготовке этой книги*

СОДЕРЖАНИЕ

От автора	4
Условные обозначения	6
Этюд № 1. Молотки отбойные пневматические, бетоноломы. Анализ состояния. Стандарты и методы испытаний.....	7
Этюд № 2. Метод индикаторных диаграмм и его расширения	25
Этюд № 3. Необходимое усилие нажатия	43
Этюд № 4. Источники вибрации отбойных молотков	47
Этюд № 5. К вопросу вибрации пневматических отбойных молотков	62
Этюд № 6. Модель пневматической ударной машины с дисковым клапаном.....	80
Дополнение к Этюду № 6	93
Этюд № 7. Численное моделирование продольного удара. Сравнение с экспериментом	98
Этюд № 8. Тензометрический метод измерения удара. Российский опыт. Достижения и перспективы	115
Этюд № 9. Анализ Методики Европейской Ассоциации Производителей Электроинструмента «Измерение энергии единичного удара перфораторов и отбойных молотков»	125
Этюд № 10. Энергия удара или энергия ударного импульса: что и как измерять?	146
Этюд № 11. Некоторые особенности ударных импульсов машин ударного действия	163
Этюд № 12. Образцовые удары. Закономерности. Погрешности. Примеры	174
Этюд № 13. О возможности определения энергии ударного импульса методом индикаторных диаграмм	185
Этюд № 14. О коэффициенте полезного действия и энергетических параметрах отбойного молотка	189
Этюд № 15. Предельная модель быстроходного отбойного молотка	198
Заключение	209
Postscriptum в защиту отбойного молотка	210
Литература	213
Приложение. Соотношение между скорректированными значениями виброскорости и виброускорения для локальной вибрации	220
О компании ООО «УДАРМАШ»	224



Кому предназначена эта книга – сборник Этюдов об отбойном молотке?

В первую очередь, молотошникам – ученым и исследователям машин ударного действия, разработчикам отбойных молотков и всем, кто мечтает сделать молотки мощнее, эффективнее, удобнее и безопаснее.

Это необычный сборник: в каждом из Этюдов здесь больше вопросов, чем ответов, потому что, несмотря на гигантский путь, проделанный наукой и производством, остается очень много неизвестного и неисследованного. Стоит отметить хотя бы уровень ударных нагрузок на детали молотка, связь между параметрами удара и производительностью машины, механизмы процессов ударного разрушения.

Говорят, что название «Этюды» достаточно архаично. В век электроники и космических полетов отбойный молоток многие тоже считают архаикой, древней машиной, которую давно следует заменить... Только вопрос – чем?

Можно ли чем-либо заменить обычный слесарный молоток? А отбойный? ... который встречается почти на каждой строительной площадке, не говоря уже о горном производстве.

Автор Этюдов пришел в Институт горного дела им. А. А. Скочинского 40 лет назад, в 1983 г. Здесь в лаборатории удара и вибрации (позднее лаборатория динамики горных машин и борьбы с шумом и вибрацией) и лаборатории бурения был создан первый отечественный виброметр (еще задолго до мирового лидера – фирмы “Brüel & Kjaer”), ее руководителем д.т.н., проф. Е. В. Александровым сделано открытие по удару, поправившее самого Ньютона, здесь создавались первые отечественные санитарные нормы по вибрации, стенды и аппаратура для измерения энергетических параметров ударных машин, которые и сегодня превосходят лучшие зарубежные аналоги. В этих стенах выполнены пионерские работы по волновой механике удара и исследованию механизмов ударного разрушения горных пород.

И, как итог фундаментальных научных работ, были созданы лучшие отечественные отбойные молотки и перфораторы, которые (с небольшими изменениями) выпускаются в нашей стране и за рубежом по сей день.

Это была научная школа мирового уровня. И очень жаль, что Института и лабораторий больше нет, и некому передать накопленный опыт и знания.

Пожалуй, желанием «положить на бумагу» работы, в которых автор принимал участие, и продиктовано написание настоящих Этюдов.

Но есть еще одна, не менее важная причина. В последнее время появились научные работы, в которых предлагаются недопустимые технические решения, извращающие физические процессы в ударных машинах.

Так предлагается соединить рукоятку молотка с пикой, забывая, что последняя при ударе испытывает нагрузки в 15...20 тонн; создаются математические модели молотков и испытательных стендов, в которых машина, работая вертикально вниз, крепится за рукоятку к неподвижной стенке (буквально к потолку). И на таких исследованиях защищаются диссертации...

В предлагаемых Этюдах мне хотелось показать реальную работу отбойного молотка и огранить «молотковую» науку от подобных предложений и исследований.

На этом отправляю свой сборник в путь.

С уважением и надеждой, автор.

Уважаемые читатели!

В этом сборнике собраны статьи об удивительной ударной машине – пневматическом отбойном молотке, которая была изобретена на заре XX века и до сих пор будоражит умы ученых, изобретателей, рационализаторов и потребителей.

Что же в ней удивительного? Прикладывая силу всего в 20 кг, она развивает до 20 тонн усилия в ударном импульсе и позволяет разрушать самые прочные материалы! При этом в машине не более 30 деталей, и весит она 10 кг! А требования к ней, почти как к космической технике: машина должна быть мощной, легкой, компактной, удобной в работе, не вибрировать, не создавать значительного шума и не травмировать оператора!

Серийные отбойные молотки и бетоноломы, выпускаемые промышленностью сегодня, в значительной степени удовлетворяют этим весьма противоречивым требованиям. Но нерешенных вопросов еще очень и очень много. И не одно поколение будущих исследователей будет ломать голову над загадками удара и совершенствования отбойных молотков.

Удачи им! И в придачу этот сборник, в котором собраны исследования, выполненные в Институте горного дела им. А. А. Скочинского и ООО «УДАРМАШ» в Панках.

Молотошник Дмитрий Ямпольский.

Панки!
Полжизни отдано Панкам,
а в них – отбойным молоткам,
Его Величеству Удару,
и коли мы еще не стары,
да чтоб не высохли мозги,
мы едем каждый день в Панки.
А там – стволы, промзвенья, пики,
заказчиков святые лики,
звонков ударная волна
/она нам бизнесом дана/.
Там в *heavy metal* пресс стучит,
и отбивает новый хит;
там в лад компрессоры гудят
и вызывают на парад
гвардейцев доблести достойных –
отряды молотков отбойных...
Панки!
Здесь мой удел, стихия,
здесь молотковая Россия
во всем величье предстает
и в скудости своих щедрот...
"Науки юношей питают",
мы ж, обрастая сединой,
их, как умеем, понимаем
и отправляем на отбой
БК и Б, и МО, и МОПы*) –
в них свежесть, сила, мощь и опыт
и инженерный наш талант:
даешь энергию, десант!..
Чихает старичок болезный?
Стал безударно бесполезным?
Заклинил поршень? – не беда:
к нам привозите, господя!
Заменим буксу и ударник,
и будет он стучать, забавник,
как новенький, как молодой,
вбивая в пикку ритм живой!..

*) БК, Б, МО, МОП – марки бетоноломов и молотков

Так мы торгуем, чиним, лечим,
себя под старость обеспечив...
На то нам и даны Панки
в ударном импульсе строки!..
...
Когда-то здесь мужей достойных
Был полон храм, теперь уж нет...
Прошли их подвиги и войны,
остался лишь научный след...
Я по следам иду, вникая
в их замысел, в их дерзкий путь
и по крупичам собираю
еще непознанную суть...
Хотелось бы их ум и опыт
иметь сегодня под рукой,
поверить ими "Бэтры"**, МОПы –
весь новый молотковый строй...
Наука – дело коллектива,
А без него, увы, застой!
Какой бы ни был ты герой,
всегда нужна альтернатива
и пламень преданных сердец,
и стенды, и аппаратура,
а к ним *de facto* и *de jure*
нужны финансы, наконец...
Но жизнь устроена иначе,
и потому есть путь в Панки –
решать насущные задачи,
давать ответы на звонки,
и по исследованиям прошлым
искать у истины зерно,
восстановить пытаясь сплошность
времен, разорванных давно...
Я еду...
еду! еду! еду!
И каждый день, как будто, в бой!
Как будто, я ищу победу
над той несбывшейся судьбой...

**) Бэтры – бетоноломы (жарг.)

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A, E_y	- энергия удара
a	- ускорение корпуса ударной машины
\bar{a}	- среднеквадратичное значение скорректированного ускорения
c	- скорость звука (стержневая)
E	- модуль Юнга
\mathbb{E}	- эксергия потока сжатого воздуха
f, \mathcal{F}	- частота ударов
F	- сила, действующая на ударник или корпус ударной машины
G	- массовый расход воздуха
g	- ускорение свободного падения
J	- импульс, передаваемый в рабочий инструмент, или импульс обратного удара
k	- показатель адиабаты
L	- уровень виброускорения или виброскорости в дБ
m	- масса ударника
M	- масса корпуса или масса ударной машины целиком
N	- мощность молотка или сила контактного взаимодействия по Герцу
P	- абсолютное давление или количество движения
q	- удельный расход
Q	- абсолютный расход свободного воздуха или усилие нажатия
R, \mathcal{R}	- универсальная газовая постоянная для воздуха (отнесенная к молярной массе)
S	- площадь поперечного сечения центрального канала корпуса молотка, ударника или штанги
S_0	- площадь поперечного сечения хвостовика пики
t	- время
$t_{\text{ц}}$	- длительность рабочего цикла молотка
T	- период движения ударника или длительность ударного импульса
u	- смещение сечения пики при ударной деформации
V	- объем рабочей камеры ударной машины
v, \mathbb{V}	- среднеквадратичное значение скорректированной виброскорости
v	- скорость корпуса молотка
v_y	- предупредительная скорость ударника
v_0	- скорость отскока ударника
$v_{\text{ср}}$	- средняя скорость внедрения инструмента
W	- энергия ударного импульса
Z	- механический импеданс оператора молотка
θ	- абсолютная температура, °K
ε, ξ	- относительная деформация плоского сечения стержня или тензодатчика
Δ	- глубина внедрения инструмента за удар
σ	- механическое напряжение или отношение давлений
σ_*	- критическое отношение давлений
$\lambda_{\text{с}}$	- коэффициент отскока корпуса молотка от инструмента
μ	- коэффициент расхода или коэффициент Пуассона
φ	- фаза собственных колебаний ударника или функция расхода воздуха
δ	- относительная погрешность
η	- коэффициент полезного действия
β	- коэффициент тензочувствительности тензорезистора
γ	- коэффициент чувствительности измерительного тракта
ρ	- плотность материала



Медаль за восстановления угольных шахт Донбасса, 1947 г.



Марка «Помощник человечества» (HELPER DER MENSCHHEIT), 1957 г.

ЭТЮД № 1

Молотки отбойные пневматические, бетоноломы. Анализ состояния. Стандарты и методы испытаний

Отбойный молоток (англ. *pick hammer*; нем. *Abbauhämmer*; фр. *Marteau piqueur, piqueur*; ит. *martello demolitore*; исп. *martillo de pico*) – механический ручной инструмент ударного действия, служащий в горном деле для разрушения некрепких горных пород, в строительстве для разрыхления мерзлых грунтов, разборки бетонных фундаментов, в дорожных работах для вскрытия асфальтовых и бетонных покрытий и т.п.

Инструмент молотка – пика, долото или лопата в зависимости от вида выполняемых работ и характеристики разрушаемого массива.

Отбойные молотки бывают пневматическими, электрическими, гидравлическими и с приводом от двигателя внутреннего сгорания. Наиболее широко применяются пневматические молотки.

Молотки отбойные пневматические (далее молотки) и пневматические бетоноломы (далее бетоноломы) являются ручными машинами ударного действия.

Согласно документации заводов-изготовителей (Паспорта, Руководства по эксплуатации) молотки предназначены для добычи мягких руд, глины, сланца, отбойки угля различной крепости, разрыхления твердого и промерзшего грунта, пробивки проемов и отверстий в кирпичных стенах зданий, разборки кирпичных кладок, раскалывания льда и других работ.

Таблица 1.1 – Типоразмерный ряд отечественных отбойных молотков

Наименование параметров	Нормы для типоразмеров			
	1	2	3	4
Энергия единичного удара, Дж, не менее	29,5	36	42	55
Частота ударов, с ⁻¹ (предельное отклонение +10%, -6%)	25	22	18,5	14,5
Ударная мощность, не менее	810			
Удельный расход свободного воздуха, м ³ /мин/кВт, не более	1,5			
Масса молотка, кг, не более	7,8	8,5	9,0	10,0
Длина молотка, мм, не более	540	580	630	710

По энергии единичного удара, частоте ударов (определяемых при номинальном давлении 0,5 МПа), массе и длине молотки подразделяют на четыре, а бетоноломы – на три типоразмера¹, как показано в таблицах 1.1 и 1.2.

¹ На наш взгляд, данная классификация устарела, не отражает потребности промышленности в молотках и тортозит разработку специализированных ударных машин для разных условий эксплуатации (например, для угольных шахт, дорожных работ, строительных работ в стесненных условиях, на весу и т.п.).

Таблица 1.2 – Типоразмерный ряд отечественных бетоноломов²

Наименование параметров	Нормы для типоразмеров		
	1	2	3
Энергия единичного удара, Дж, не менее	65	75	95
Частота ударов, с ⁻¹ (предельное отклонение +10%, -6%)	19,0	15,5	13,0
Мощность, не менее	1235	1240	1300
Удельный расход свободного воздуха, м ³ /мин/кВт, не более	1,5	1,5	1,5
Масса бетонолома без инструмента, кг, не более	11,5	12,6	13,3
Длина бетонолома, мм, не более	630	680	720

Бетоноломы предназначены для разрушения бетонных фундаментов, аэродромных полос, мостов и других тяжелых работ на железобетонных конструкциях.

В горном деле молотки используют в подземных выработках, на поверхности шахт и рудников: на подземных работах – при проходке, на вспомогательных работах – при выполнении концевых операций в механизированных лавах, и редко – в очистных забоях (в сложных горно-геологических условиях, например, при защитной отработке пластов, опасных по внезапным выбросам угля и газа, горным ударам).

При работе во взрывоопасных средах (газ, угольная пыль и др.) применяют молотки в специальном взрывобезопасном исполнении, с рукоятками, выполненными из материалов, имеющих стойкие покрытия, которые при трении и ударах не образуют искры, вызывающей воспламенение взрывоопасных смесей. При работах в других условиях специальных требований к материалам исполнения молотков не предъявляется.

При добыче глины, мягких руд, раскалывании льда используют молотки первого типоразмера. При добыче мягких углей и углей средней прочности применяют молотки второго типоразмера. На работах, где требуется сравнительно большая энергия удара, например, при проходке горных выработок, при разрушении бетона и скальных пород, применяют молотки третьего и четвертого типоразмеров.

В Российской Федерации пневматические молотки и бетоноломы серийно выпускаются следующими производителями: АО «Томский электромеханический завод имени В. В. Вахрушева» (ТЭМЗ) – серия «МО» и «Б»; ООО «Томский завод Кузнецова» (ТЗК) – серия «МОП» и «БК»; ООО «Завод строительного оборудования», г. Углич – серии «М», «МО», «МП», «МС», «Б»; ООО ПК «СТИН», г. Белорецк, код ОКП 48 3332 – марка ИП-4613МО³; ООО «Промтехостнастка» («АСМ Группа»), г. Череповец – марка МС-2Б.

Из иностранных фирм на российском рынке представлены: Atlas Copco (Швеция), TOKU (Япония), PERMON (Чехия), MSA (Польша), Chicago Pneumatic (США).

В большом ассортименте на отечественном рынке также присутствуют молотки и бетоноломы китайского производства: более десятка производителей, выпускающих как оригинальные молотки МО-2К (МО-2КА, 2КА, ОМП-815М)⁴, так и различные модификации современных отечественных молотков серии «МО» и «МОП» («МП»), а также молотки серии «М», конструкция которых аналогична молоткам МО-2, МО-3, которые выпускались ранее в СССР. Китайские бетоноломы серии «Б» по конструкции аналогичны продукции ТЭМЗ.

Российскими производителями серийно выпускается 60...70 тысяч молотков и бетоноломов год, примерно столько же ввозится в РФ из КНР; доля западноевропейских, японских и американских производителей сравнительно невелика.

Конструкция современного отбойного молотка (бетонолома) показана на рис. 1.1. Она включает в себя: ствол (корпус пневмоцилиндра) 1 с установленной на его конце неподвижной втулкой (буксой) 2 и системой каналов подачи сжатого воздуха: на рабочий ход 3, на холостой ход 4 и для отвода отработанного воздуха 5. В корпусе молотка установлены: поршень-ударник 6 (далее ударник) с возможностью свободного перемещения и клапанный механизм

² По данным заводов ТЭМЗ и ТЗК.

³ Молотки ИП-4613МО сняты с производства в 2010 году, но в настоящее время находятся в эксплуатации.

⁴ Аналог «Стахановского» молотка ОМСП с золотниковым воздухораспределением, выпускавшимся в СССР в 50-е годы прошлого столетия.

воздухораспределения (распределитель) 7; с корпусом сопряжено промежуточное звено 8 с запорным клапаном (вентилем) 9. Пусковая пружина 10, резиновый амортизатор 11 и рукоятка 12 составляют пусковое устройство молотка. Сжатый воздух подается через фutorку 13, служащую для присоединения рукава. Стопорное кольцо 14 и кожух-глушитель шума 15 обеспечивают отвод отработанного воздуха; концевая пружина 16 соединяет пику 17 с корпусом молотка.

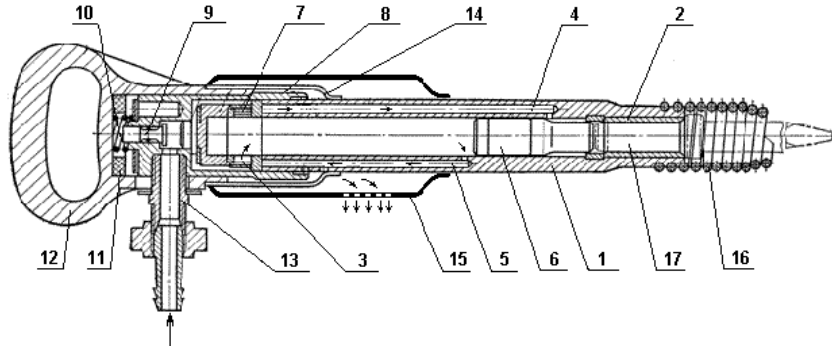


Рисунок 1.1 – Конструкция современного пневматического отбойного молотка

1 – ствол; 2 – бокса; 3 – канал для подачи воздуха на рабочий ход; 4 – канал подачи воздуха на холостой ход; 5 – канал выхлопа отработанного воздуха; 6 – ударник; 7 – клапанный механизм воздухо-распределения; 8 – промежуточное звено; 9 – пусковой вентиль; 10 – пусковая пружина; 11 – резиновый амортизатор; 12 – рукоятка; 13 – фutorка; 14 – стопорное кольцо; 15 – кожух-глушитель шума; 16 – концевая пружина; 17 – пика; стрелками показано движение воздуха

В боксу молотка вставляется хвостовик рабочего инструмента (пики) 17. Инструмент закрепляется от вылета при работе при помощи концевой пружины 16 (в молотках отечественного и китайского производства), защелкой, колпаком, или быстросъемным устройством (см. рис. 1.2).

В качестве рабочего инструмента в молотках и бетоноломах используются пики, зубила и лопатки (последние применяют для работ по материалам невысокой прочности: глина, кирпич, асфальт).

Работа отбойного молотка осуществляется следующим образом.

Сжатый воздух от компрессора через коммуникацию (рукав) подается в фutorку 13. Включение молотка производится нажатием на рукоятку или, как принято в молотках западноевропейских, японских и американских фирм, нажатием на клавишу, расположенную на рукоятке (рис. 1.2). При этом сжимается пусковая пружина 10 и открывается подпружиненный ею запорный элемент пускового устройства (вентиль) 9. Сжатый воздух через промежуточное звено 8 поступает внутрь молотка в распределитель 7, который через канал рабочего хода 3 и каналы холостого хода 4 поочередно направляет воздух в камеры пневмоцилиндра, разделенные ударником 6.



Рисунок 1.2 – Клавишное включение молотка

Отработанный воздух через выхлопные каналы 5 поступает внутрь стопорного кольца 14, далее в кожух-глушитель 15, и затем удаляется в атмосферу. Переключение направления подачи сжатого воздуха происходит в том случае, если давление воздуха на клапан со стороны одной камеры превысит давление со стороны другой камеры. Поскольку эти давления определяются положением ударника, то он сам управляет своим движением, переключая распределитель и направляя поток сжатого воздуха в нужную камеру, тем самым обеспечивая синхронность подачи энергии.

Движение ударника (рабочий цикл молотка) можно разделить на два основных этапа: холостой и рабочий ход.

Холостой ход начинается с момента удара по инструменту и отскока ударника. Сжатый воздух из сети подается в камеру холостого хода (между ударником и пикой), увеличивая в ней давление и разгоняя ударник. При своем движении ударник открывает выхлопные отверстия и соединяет камеру холостого хода с трактом выхлопа, в результате чего камера опорожняется. При этом в противоположной камере рабочего хода сжимается воздушный буфер. Повышение давления в этом буфере приводит к переброске клапана в распределительном механизме молотка, и сжатый воздух начинает поступать в камеру рабочего хода, производя торможение ударника до его полной остановки (верхняя мертвая точка). На этом холостой ход завершается.

Рабочий ход начинается с момента остановки ударника. Последний ускоряется в направлении инструмента, на этом пути он открывает выхлопные отверстия, опорожняет камеру рабочего хода и одновременно сжимает воздушный буфер в камере холостого хода, что приводит к обратной переброске клапана и подаче сжатого воздуха в камеру холостого хода. Ускоренный ударник наносит удар по хвостовику инструмента, завершая свой рабочий ход.

Вибрация и шум отбойного молотка

Колебания давлений в камерах молотка вызывают вибрацию его корпуса. Источниками вибрации также служат обратные удары инструмента по корпусу [1, 2] (в результате отскока инструмента от объекта обработки и волновой передачи корпусу отраженных импульсов ударных деформаций), скачкообразное внедрение инструмента в разрушаемый материал и пульсации давления сжатого воздуха в коммуникации на входе в молоток [3-4].

От корпуса вибрация передается на рукоятку молотка, а от нее – на руки человека-оператора⁵. Интенсивность вибрации зависит от множества факторов, главными из которых являются давление сжатого воздуха, усилие нажатия, прочность разрушаемого материала, положение молотка в пространстве. Длительное воздействие вибрации приводит к различным виброзаболеваниям – от синдрома белых пальцев (синдром Рейно) до инвалидности [5].

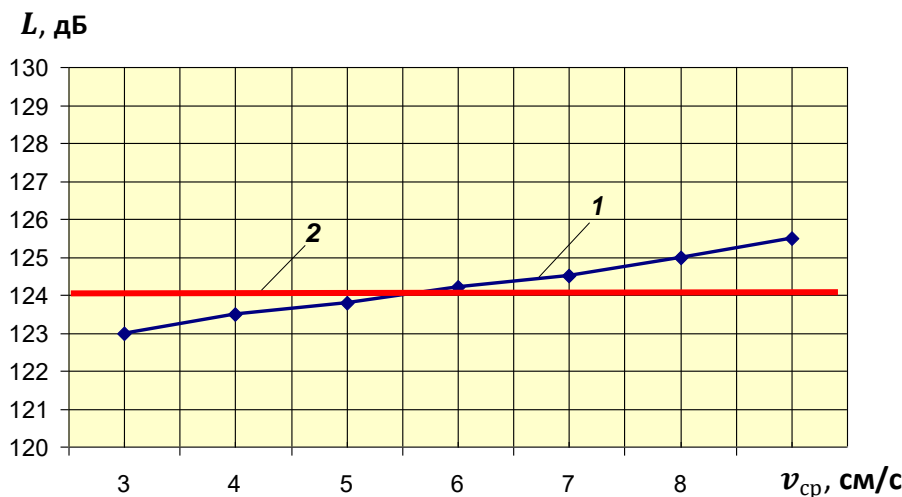


Рис. 1.3 – Вибрация отбойного молотка МО-2М при разрушении углицементного блока

L – уровень вибрации; v_{cp} – средняя скорость внедрения пика в углицементный блок;

1 – виброскорость рукоятки молотка на частоте ударов в октавной полосе 16 Гц; 2 – предельно допустимый скорректированный уровень виброскорости по санитарным нормам СН 2.2.4/2.1.8.566-96

В соответствии с санитарными нормами [6] вибрация молотка является локальной и оценивается в диапазоне частот 6,3...1250 Гц по интегральному показателю – среднеквадратичному значению скорректированного виброускорения (m/c^2) суммарно по трем взаимно перпендикулярным осям или по его логарифмическому уровню в дБ (уровню скорректированного ускорения).

⁵ Во многих конструкциях молотков левая рука оператора должна держаться за корпус.

В отечественной практике для ручных ударных машин принято нормирование по вибро-скорости, европейские стандарты и стандарты ISO нормируют локальную вибрацию по виброускорению.

Уровни вибрации молотков при работе в натуральных условиях весьма высоки. Для примера на рис. 1.3 приведены уровни виброскорости молотка МО-2М⁶ в октавной полосе 16 Гц (на частоте ударов) в зависимости от средней скорости внедрения пики в углицементный блок. Испытания проводились в лаборатории динамики горных машин и борьбы с шумом и вибрацией ИГД им. А. А. Скочинского при давлении сжатого воздуха 0,4 МПа, работе молотка вертикально вниз и имитации рабочей операции «отбойка на две обнаженные поверхности» [4]. Вибрация рукоятки на основной частоте молотка достигает 123...125 дБ, а при скоростях внедрения пики более 5,5 см/с, соответствующих средним и мягким углям, превышает максимальное значение санитарной нормы⁷ 124 дБ.

По данным Минуглепрома СССР за 1990 г. в угольной отрасли, потреблявшей около 50000 отбойных молотков в год (эксплуатировалось в 2 раза больше), ежегодно выявлялось 450...500 новых случаев виброзаболеваний, из них 50 % с полной потерей трудоспособности. И по большей части заболевшими были работники с ручными машинами ударного действия: пневматическими отбойными молотками, перфораторами – забойщики, проходчики.

Как обстоит дело с вибрационной заболеваемостью сегодня – вопрос, требующий дополнительного изучения: открытой статистики практически нет.

За последние 30 лет отечественный отбойный молоток стал мощнее примерно на 100 Вт, (+12%), короче на 20 мм, приобрел эффективный глушитель шума, снижающий звуковую мощность до 102 дБА, что ниже европейских норм (104 дБА), но так и не получил должной виброзащиты.

Для борьбы вибрацией ручных ударных машин предлагаются пассивные или активные виброизоляторы, устанавливаемые между корпусом рукояткой, вибропоглощающие покрытия рукоятки, а для защиты левой руки человека-оператора – удлиненные глушители и ложные стволы, закрепленные на рукоятке.

Несмотря на множество исследований и технических изобретений, в конструкциях современных молотков нашли применение только пассивные виброизоляторы в виде комбинации пружинных и резиновых элементов. В большинстве случаев (см. рис. 1.1) производители молотков ограничиваются только пусковой пружиной (молотки серии «МО», «МОП», «МО-2К»), работающей в узком диапазоне усилий нажатия – 120...160 Н, или пусковой пружиной и установленным параллельно ей резиновым амортизатором (молотки серии «М», ИП-4613МО, МС-2Б), который гасит только высокочастотные (более 500 Гц) ударные ускорения. Дополнительно в молотках серии «МО» и ИП-4613МО применены обрезиненные рукоятки, роль которых в снижении вибрации аналогична резиновым амортизаторам, установленным между рукояткой и корпусом.

Технических решений, обеспечивающих существенное снижение вибрации в широком диапазоне условий эксплуатации, в настоящее время не найдено.

Связано это с тем, что отбойный молоток универсален: он работает по материалам, значительно отличающихся по прочности – от мягких углей до бетона и скальных пород, при давлениях сжатого воздуха от 0,3 до 0,7 МПа, при усилиях нажатия от 150 Н до 400 Н, в различном положении в пространстве – и вертикально вниз, и горизонтально, и вертикально вверх. К молотку как ручной машине предъявляется ряд важных и, в то же время,

⁶ Модель, близкая к современному молотку МО-2Б, выпускалась на ТЭМЗ до 2001 г.

⁷ Санитарные нормы СН 2.2.4/2.1.8.566-96 отменены. В новых нормах СанПиН 1.2.3685-21, принятых в 2021 г., нет предельного значения вибрации, при котором нельзя выполнять работу с машиной. Имеется только предельно допустимое значение скорректированного виброускорения, суммируемое по трем взаимно перпендикулярным осям, равное 2,0 м/с². Согласно старым нормам эта величина соответствует скорректированному значению виброскорости 112 дБ или $\approx 2,0$ м/с и ее, видимо, следует считать минимальной безопасной вибрацией машины при 8-часовой рабочей смене. Четырехкратное превышение этой величины – 124 дБ по виброскорости в старых нормах считалось недопустимой вибрацией. Мы будем придерживаться такой трактовки, пока уважаемые гигиенисты не предложат иное.

противоречивых требований: высокая ударная мощность и небольшие габариты, малый вес и высокая надежность, удобство манипулирования и не слишком большое усилие нажатия, при котором достигается максимальная ударная мощность. Удовлетворить такой комплекс требований в совокупности с нормативами по вибрации весьма сложно. Поэтому вибрационные характеристики современных молотков и на сегодняшний день остаются высокими.

Что касается шума молотков, то основными его источниками являются: выхлоп отработанного воздуха (шум струи и пульсации давления при выходе воздуха из молотка в атмосферу), генерируемый в диапазоне 31...1000 Гц, структурный шум деталей молотка в диапазоне 1000...8000 Гц, связанный с эмиссией акустических волн при соударениях ударника и корпуса с рабочим инструментом и ударах клапана о распределитель.

У пневматических молотков доминирует шум выхлопа, который эффективно снижается разработанными глушителями [7]. Поэтому шумовые характеристики современных молотков, в отличие от их вибрационных характеристик, как правило, удовлетворяют нормативам по безопасности или даже ниже их (молотки серии «МО» ТЭМЗ).

Длительная работа с пневматическим молотком может вызывать снижение слуха и профессиональное заболевание – тугоухость, но эта проблема существенно менее остра, чем виброболезнь.

К достоинствам пневматических отбойных молотков следует отнести:

- простоту конструкции, простоту технического обслуживания и ремонта;
- большую ударную мощность при сравнительно небольшой массе и габаритах;
- работоспособность в широком диапазоне давлений сжатого воздуха: от 0,3 до 0,9 МПа, а также в любом положении в пространстве;
- работу при минимальной смазке или практически без нее;
- низкие требования к чистоте сжатого воздуха;
- низкие требования к квалификации оператора;
- невысокую стоимость самой машины и рабочего инструмента;

К недостаткам молотков следует отнести:

- низкий КПД системы «компрессор-молоток»⁸ – 8...12% [8];
- необходимость использования мощных а, следовательно, больших по массе и габаритам компрессорных станций (из расчета в среднем 12 кВт на молоток) и длинных коммуникаций для подачи сжатого воздуха (обычно по 50 м для каждого молотка);
- высокие уровни вибрации и шума;
- снижение ударной мощности и отказы в работе, связанные с образованием льда в каналах для прохода воздуха внутри механизма машины (обледенение, «обмерзание») в осенне-зимний период из-за повышенной влажности воздуха, как правило, при температуре -5...+5 °С.

Перейдем к рассмотрению методов испытаний молотков.

Основным параметром отбойного молотка является энергия удара.

Метод определения энергии удара молотков установлен ГОСТ Р 55162 «Горно-шахтное оборудование. Молотки отбойные пневматические. Технические требования и методы испытаний». Энергия удара определяется тензометрическим методом по амплитуде ударного импульса в рабочем инструменте. Аналогичный метод имеется в международном стандарте ИСО 2787-1984 «Инструменты пневматические ротационные и ударные. Эксплуатационные испытания» (ISO 2787:1984 Rotary and percussive pneumatic tools – Performance tests).

Главные достоинства тензометрического метода состоят в проведении измерений на рабочем инструменте машины без внесения в ее конструкцию каких-либо изменений, оперативность получения результата и малая трудоемкость.

Метод был детально разработан в ИГД им. А. А. Скочинского, и создана уникальная установка УИПУ⁹, позволяющая определять энергетические параметры молотка: энергию, частоту ударов и его мощность.

⁸ Изотермический и эксергетический КПД самого пневматического отбойного молотка и бетонолома составляет порядка 20 % [8].

⁹ Разработчик аппаратуры УИПУ и метода измерения энергии удара инженер В.А. Кашаев.

Установка УИПУ прошла Государственную метрологическую аттестацию и позволяет измерять энергию удара и мощность молотка с точностью $\pm 5\%$ [9].

Начиная с 80-х годов, установка успешно эксплуатируется на ТЭМЗ, обеспечивая контроль серийно выпускаемых молотков. С ее помощью разработано и поставлено на производство более десятка моделей и модификаций ударных машин: отбойных, рубильных, клепальных молотков.

На базе установки УИПУ-4М в ООО «УДАРМАШ» разработан компьютерный измерительный комплекс, позволяющий одновременно регистрировать энергетические параметры молотка, давление и расход воздуха. В 2001 году ТЭМЗ получил этот комплекс, который использует по настоящее время.

За 40 лет эксплуатации установок УИПУ и УИПУ-4М решены вопросы стабильности измерительных преобразователей (она оставляет менее 0,15 %), детально отработаны методики получения энергетических характеристик молотков. Неоднократные сличительные испытания между заводской и институтской лабораториями, а позднее и лабораторией ООО «УДАРМАШ» показали практически полное совпадение результатов.

Ни один из других методов определения энергии удара: метод шариковых отпечатков [10], метод конечных скоростей [11], метод индикаторных диаграмм [2, 12], метод работомеров [13] – не дает точности выше 10 % и не отработан такой тщательностью.

К сожалению, ГОСТ Р 55162 распространяется только молотки как горно-шахтное оборудование, поэтому тензометрический метод, нормируемый этим стандартом, в настоящее время не стал универсальным. Также остается неизвестным, какими методами производители отечественных молотков и бетоноломов (за исключением ТЭМЗ) устанавливают и контролируют энергетические характеристики своей продукции, указанные в их технической документации.

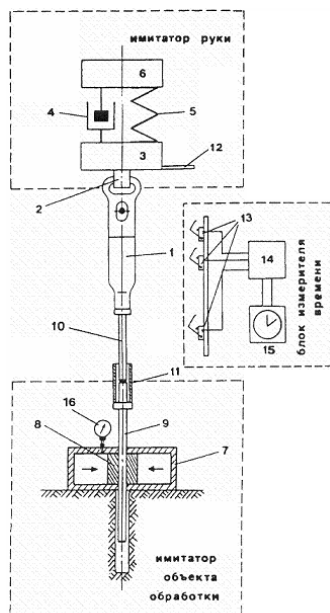


Рисунок 1.4 – Принципиальная схема испытательного стенда СОРП

1 – отбойный молоток; 2 – узел крепления рукоятки (с резиновыми прокладками); 3 – присоединенная масса руки; 4 – демпфер; 5 – пружина; 6 – груз; 7 – гидравлические тиски; 8 – фрикционные вкладыши; 9 – испытательная скалка; 10 – измерительная пика; 11 – соединительная втулка; 12 – контактная планка; 13 – концевые выключатели электрического секундомера; 14 – блок управления электрическим секундомером; 15 – электрический секундомер; 16 – манометр образцовый

По крайней мере с даты начала действия ГОСТ Р 55162 – 1 января 2014 г. – по сегодняшний день (публикация книги – апрель 2025 г.) неизвестно ни одного официального испытания по определению энергии удара молотков или бетоноломов по этому стандарту в РФ.

Западноевропейские, американские и японские производители пневматических молотков и бетоноломов не публикуют сведения об энергии удара своей продукции. Причина этого неизвестна.

ГОСТ 16844-93 (п. 2.1) рекомендует использование специализированных испытательных стендов для определения вибрационных характеристик молотков. Связано это с тем, что испытания ручных машин в руках весьма трудоемки и дают значительный разброс результатов.

Согласно ГОСТ Р 55162 молотки испытываются на стенде типа СОРП (стенд для определения рабочих параметров молотков), принципиальная схема которого показана на рис. 1.4. Стенды СОРП разработаны в ИГД им. А. А. Скочинского в 70...80-е годы [14].

Нажимное устройство такого стенда соответствует импедансу прямой руки человека при работе с молотком вертикально вниз и обеспечивает усилие нажатия от 50 Н до 450 Н (номинальное усилие 200 Н). Коэффициент жесткости пружины 5 составляет 2000...2500 Н/м, коэффициент сопротивления демпфера стенда находится в диапазоне 400 ± 80 Н·с/м.

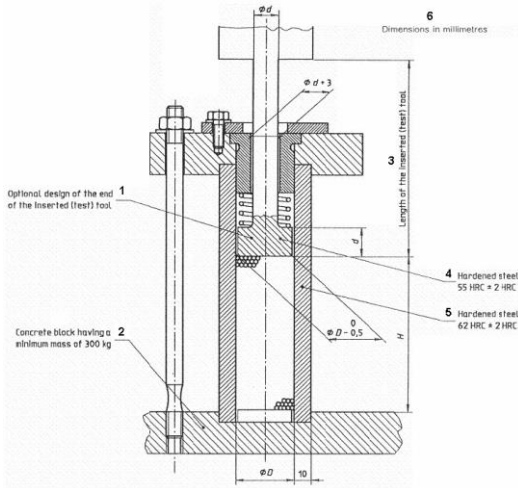


Рис. 1.5 – Имитатор объекта обработки для отбойного молотка (поглотитель энергии) по ИСО 8662-5

1 – специальная конструкция вставного инструмента для испытаний; 2 – бетонный блок массой не менее 300 кг; 3 – длина вставного инструмента для испытаний; 4 – закаленная сталь твердостью 55 ± 2 HRC; 5 – закаленная сталь твердостью 62 ± 2 HRC; 6 – размеры в мм

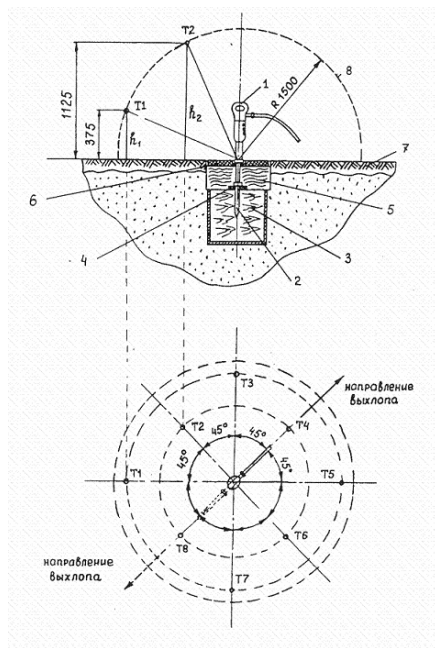


Рис. 1.6 – Схема измерений шумовых характеристик молотков

1 – молоток; 2 – двубуртная измерительная пика; 3 – деревянная колода в стальной обечайке; 4 – опорная шайба; 5 – войлочная цилиндрическая пика; 6 – резиновая крышка; 7 – асфальт; 8 – измерительная полусфера радиусом 1500 мм; T1...T8 – измерительные точки: нечетные на высоте $h_1 = 375$ мм, четные на высоте $h_2 = 1125$ мм

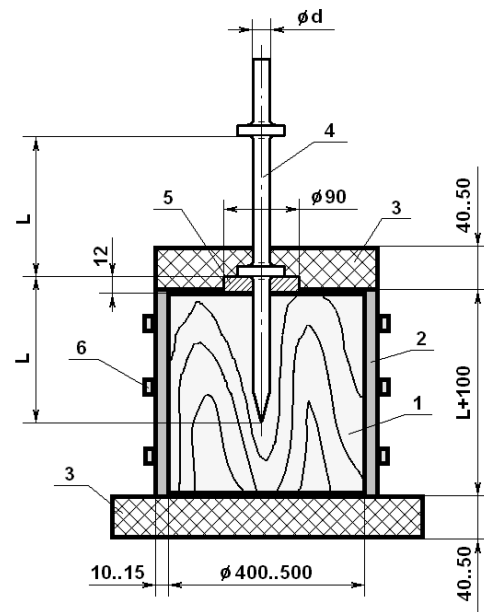


Рис. 1.7 – Поглотитель энергии для определения шумовых характеристик молотков по ГОСТ Р 55162

1 – цилиндрическая деревянная колода; 2 – войлочная изоляция; 3 – резиновые пластины; 4 – испытательная двубуртная пика; 5 – стальная шайба, 6 – обечайка; d – диаметр пики; L – длина рабочей части стандартной пики молотка

Отличительной особенностью стенда является вертикальное перемещение молотка за счет пробивки испытательной скалки во фрикционных тисках. Эта особенность связана с тем, что внедрение рабочего инструмента в разрушаемый материал является одним из существенных источников вибрации молотка [3, 4], игнорировать который нельзя. Степень сжатия фрикционных тисков позволяет регулировать среднюю скорость пробивки скалки и интенсивность

обратных ударов пики по стволу, которые являются основными источником вибрации при работе по материалам средней и высокой прочности (бетон, гранит и др.).

Скорость пробивки скалки при испытаниях равна $1,8 \pm 0,2$ см/с. При этой скорости суммарная вибрация от скачкообразного внедрения инструмента и обратных ударов пики по корпусу молотка минимальна [4], и она, ориентировочно, соответствует работе молотка по кирпичу, асфальту или углю средней прочности.

В целом, стенд типа СОРП позволяет имитировать работу молотка практически по любому материалу – от мягкого угля до тяжелого бетона.

Универсальность стенда позволяет одновременно определять и энергетические и вибрационные параметры ручных ударных машин. Последнее важно для доказательства, что ручная машина работает в заданном (номинальном) режиме.

На стендах СОРП, начиная с 70-х годов, разработано и сертифицировано более двух десятков модификаций молотков, а с 2001 г. и бетоноломов.

Международным стандартом ИСО 8662-5 «Машины ручные. Измерение вибрации на рукоятке. Бетоноломы и отбойные молотки для строительных работ» установлена процедура определения вибрационных характеристик молотка – при его работе в руках по имитатору объекта обработки в виде стальных шариков, помещенных в трубу, на которые опирается специальная пика, как показано на рис. 1.5. В зависимости от диаметра хвостовика рабочего инструмента молотка выбирается диаметр стальной трубы, высота столба и диаметр шариков.

Недостатки этого стандарта, по нашему мнению, состоят в следующем.

Во-первых, по отечественным исследованиям испытания машины в руках всегда дают значительно больший разброс результатов, чем испытания на стенде с заданным имитатором импеданса оператора.

Во-вторых, в отличие от стенда СОРП, предлагаемый имитатор объекта обработки не воспроизводит внедрения рабочего инструмента в разрушаемый материал, которое является одним из существенных источников вибрации. Разработчики международного стандарта не указывают, но можно предположить, что данный имитатор, воспроизводит работу молотка только по прочным материалам: бетон, скальные горные породы.

В-третьих, стандарт ИСО предлагает испытывать молоток на специальном инструменте, который значительно отличается от рабочего инструмента машины, т.е. изменяет ее конструкцию для проведения вибрационных испытаний.

В-четвертых, как показывает анализ, на стенде СОРП можно воспроизвести работу молотка на имитаторе стандарта ИСО за счет выбора параметров приемного узла, например, изменяя усилие сжатия гидравлических тисков и меняя геометрию испытательной скалки, подобрав таким образом интенсивность обратных ударов инструмента.

Измерение шума молотков согласно ГОСТ Р 51401-99 (ИСО 3744-94) производится на специальной площадке над звукоотражающей плоскостью, как показано на рис. 1.6. Приемником энергии удара здесь служит звукоизолированная деревянная колода, рис 1.7, размещенная ниже звукоотражающей плоскости, а в качестве рабочего инструмента используется специальная двубуртная пика, нижняя часть которой закреплена в колоде, а верхняя, равная по длине рабочему инструменту. В качестве измерительной поверхности принимается полусфера радиусом 1500 мм и центром в точке пересечения продольной оси молотка и верхнего бурта пики. Усилие нажатия создается оператором вручную и должно обеспечивать устойчивую работу молотка (контроль усилия – по показаниям напольных весов, на которых стоит оператор).

Рассмотрим технические характеристики современных молотков и бетоноломов.

Параметры молотков отечественных и китайских производителей представлены в Таблице 1.3, характеристики бетоноломов – в Таблице 1.4, технические данные машин западноевропейских, японских фирм и фирм США – в таблице 1.5 (значения приведены согласно паспорту и руководству по эксплуатации соответствующих марок машин).

Китайские молотки и бетоноломы различных производителей близки к отечественным моделям по конструкции; в основном они копируют типоразмерные ряды молотков ТЭМЗ и ТЗК: молотки с центральным каналом ствола диаметром 32 мм, бетоноломы с диаметром

38 мм и дисковым клапанным механизмом воздухораспределения. Исключение составляют молотки ИП-4613МО (центральный канал 34 мм) и молоток МО-2К, конструкция которого аналогична молоткам ОМСП, выпускавшимся в 50-х годах в СССР (диаметр центрального канала 38 мм, золотниковый механизм воздухораспределения).

Модель ОМСП имела высокую вибрацию и снята с производства, ей на смену пришли молотки МО-9 и МО-10 с виброзащитой, а затем – молотки МО-6П, МО-6ПМ (70-е годы), в которых вибрация была снижена в 2 раза, а масса в 1,4 раза.

Производители импортных молотков (за исключением фирмы «Permon», Чехия) не указывают параметр энергии удара своих машин. Причина такого подхода непонятна, поскольку имеется международный стандарт ISO 2787-84, а с 2009 г. действует международный корпоративный стандарт Европейской Ассоциации Производителей Электроинструмента (The European Power Tool Association – далее Ассоциация ЕРТА) «Методика измерения энергии единичного удара перфораторов и отбойных молотков» (Procedure 05 “Measurement of the single impact energy of rotary hammers and breakers” – далее Методика ЕРТА) [15].

Для сравнения энергетических параметров отечественных и зарубежных ударных машин воспользуемся следующим допущением. Дадим оценку этих параметров, исходя из заявленной величины расхода воздуха Q [м³/мин] и частоты ударов f [с⁻¹], в предположении, что экономичность, т.е. удельный расход q импортных молотков и бетоноломов, не хуже, чем у лучших отечественных аналогов и известных нам образцов зарубежной техники. При этом энергию удара A , Дж, и мощность N , Вт, машины можно рассчитать по формулам:

$$A = \frac{1000Q}{qf}, N = Af.$$

В Таблице 1.4 приведены данные молотков фирмы «Permon», удельный расход которых $q = 0,9...1,1$ м³/мин/кВт (при давлении сжатого воздуха 0,6 МПа)¹⁰. Лучшие отечественные молотки ТЗК имеют удельный расход 1,35 м³/мин/кВт при давлении сжатого воздуха 0,5 МПа.

Исследования [16] показывают, что применение специальной системы клапанного механизма воздухораспределения позволяет снизить удельный расход отбойного молотка до 1,2 м³/мин/кВт. Также известно, что с ростом давления сжатого воздуха удельный расход пневматических молотков уменьшается.

На основании этих данных, полагаем, что для расчетов рационально выбрать величину удельного расхода $q = 1,0$ м³/мин/кВт. Расчетные данные указаны в скобках в Таблице 1.4.

Производители зарубежных пневматических молотков и бетоноломов «Atlas Copco», «ТОКУ Pneumatic», «Chicago Pneumatic», «Permon» предлагают значительно более широкий спектр ударных машин, чем отечественные заводы. Машины отличаются как по назначению: добыча глины, разрушение кирпича, асфальта, бетона, срывания заклепок, – так и по массогабаритным параметрам и энергетическим характеристикам.

Удельная мощность, т.е. отношение мощности к массе ударной машины, у зарубежных производителей, как правило, ниже, чем у отечественных машин, что повышает их надежность за счет увеличения стойкости к интенсивным ударным нагрузкам.

Структура мощности также отличается: совершенствование отечественных ударных машин идет по пути увеличения скорости соударения до 14...15 м/с, при этом снижается масса ударника и диаметр центрального канала ствола и максимально увеличивается энергия единичного удара¹¹, оставляя частоту в пределах 17...23 с⁻¹, а в зарубежных молотках скорости соударения ниже – 10...12 м/с, ударники в них более массивные и большего диаметра, и за счет их короткого хода обеспечивается высокая частота ударов – 27...40 с⁻¹.

Зарубежные молотки и бетоноломы снабжены весьма эффективными глушителями шума (машины с индексом PS, SVR), обеспечивающими низкий уровень шума выхлопа (по

¹⁰ Аналогично молоткам с золотниковым распределительным механизмом.

¹¹ Энергия удара пропорциональна массе ударника и квадрату его скорости.

данным производителей скорректированный уровень звуковой мощности – до 102 дБА¹²). В отличие от отечественных молотков, такой глушитель шума является прочным и несъемным, он имеет большой срок службы. В отечественных и китайских молотках глушитель шума, изготовленный из пластика, выходит из строя после нескольких смен и даже часов работы.

Зарубежные производители приводят высокие данные по вибрации машин, более чем в 4 раза превышающие действующие в РФ санитарные нормы 2 м/с^2 . При этом также предлагаются молотки и бетоноломы со встроенной виброзащитой (индекс PE), скорректированное виброускорение которых не более $4...5 \text{ м/с}^2$.

Сравнение импортных и отечественных молотков затруднено, т.к. их технические характеристики даны при различных давлениях сжатого воздуха: отечественные молотки рассчитаны на номинальное давление 0,5 МПа, а зарубежные производители указывают паспортные данные при давлении 0,6 МПа или 0,7 МПа.

Литературных данных об энергетических параметрах отечественных молотков при повышенных давлениях сжатого воздуха нет, т.к. такие испытания не проводились.

Следует отметить, что в настоящее время в РФ строительные и дорожные организации, а также индивидуальные предприниматели эксплуатируют импортные дизельные компрессоры «Atlas Copco», «AIRMAN», «KAESER», «Denyo»¹³ и др., рассчитанные на номинальное давление 0,7 МПа, т.е. на практике ударные машины (в основном отечественного парка) работают на повышенном давлении.

Такая работа связана:

- во-первых, с высокими ударными нагрузками, приводящими к поломкам деталей и узлов машин и повышенному расходу вставного инструмента (пик);
- во-вторых, с повышенной вибрацией и шумом, которые не соответствуют паспортным характеристикам молотков и бетоноломов отечественных производителей¹⁴.

В 1985-1986 гг. в рамках разработки молотков для угольных шахт в лаборатории динамики горных машин и борьбы с шумом и вибрацией в ИГД им. А. А. Скочинского проводились испытания зарубежных молотков. Полученные данные при давлении 0,5 МПа показаны в Таблице 1.6.

Испытывались 6 моделей ударных машин, которые на то время считались лучшими представителями отбойных молотков зарубежных фирм. Энергия удара молотков определялась тензометрическим методом на установке УИПУ-4, прошедшей государственную метрологическую аттестацию.

Результаты испытаний показали, что технический уровень отечественных машин был выше: при равных массогабаритных параметрах импортные молотки значительно уступали по энергии удара и ударной мощности, имели существенно более высокую вибрацию и необходимое усилие нажатия. Но шумовые характеристики у них были лучше (за исключением польских молотков MPS-9).

С тех пор прошло более 40 лет, развитие ударных машин не стояло на месте. Как видно из таблицы 1.4, появился целый спектр машин с различной энергетикой и структурой мощности (соотношение энергии и частоты ударов), сниженной вибрацией и шумом.

Для сравнения отечественных и зарубежных ударных машин следовало бы провести их испытания в единых условиях, например на имеющихся в РФ стендах типа СОП [14] с определением энергетических параметров по ГОСТ Р 55162. Это было бы полезно с точки зрения изучения зарубежного опыта и разработки отечественных машин для специальных условий эксплуатации.

Отметим действующие нормативные документы, касающиеся испытаний пневматических отбойных молотков и бетоноломов. Согласно действующему «Техническому

¹² Норматив по ГОСТ 12.2.030 при использовании средств индивидуальной защиты органов слуха 103,5 дБА.

¹³ Дизельные компрессоры выпускают: завод «Арсенал» СПб, Челябинский компрессорный завод «ЧКЗ», Минский моторный завод «ММЗ», Бежецкий компрессорный завод, также различные марки поставляются из КНР.

¹⁴ Более подробно о вопросе вибрации молотков см. Этюд № 5.

регламенту по безопасности машин и оборудования», пневматические отбойные молотки подлежат сертификации.

Требования безопасности к ним изложены в:

- ГОСТ 12.2.010-75 «Система стандартов безопасности труда. Машины ручные пневматические. Общие требования безопасности»,
- ГОСТ 17770-86 «Машины ручные. Требования к вибрационным характеристикам»,
- ГОСТ 12.2.030-2000 «Машины ручные. Шумовые характеристики. Нормы. Методы испытаний».

Требования к методам испытаний молотков, испытательному и измерительному оборудованию изложены в

ГОСТ 16519-2006 «Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики ручных машин и машин с ручным управлением. Общие требования»;

ГОСТ 16844-93 «Требования к испытаниям механических молотков»;

ГОСТ Р ИСО 28927 «Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики ручных машин Часть 10. Молотки, лопы и перфораторы»;

ГОСТ Р 55162 «Оборудование горно-шахтное. Молотки отбойные пневматические. Требования безопасности и методы испытаний»;

ГОСТ Р ИСО 28927-10 «Вибрация. Определение параметров вибрационной характеристики ручных машин. Часть 10. Молотки, лопы и перфораторы»;

ГОСТ Р 51401-99 (ИСО 3744-94) «Шум машин. Определение уровней звуковой мощности источников шума по звуковому давлению. Технический метод в существенно свободном поле над звукоотражающей плоскостью».

В указанных стандартах даны общие требования к испытаниям, но методика и процедура проведения испытаний детально не прописана. Более того, для получения характеристик молотков можно использовать как испытательные стенды, так и натурные испытания в руках. Это приводит к существенной разнице в результатах испытаний, полученных различными способами. Более подробно этот вопрос рассмотрен в Этюде № 5.

Рабочий инструмент отбойных молотков и бетоноломов.

На рис. 1.8 показан серийно выпускаемый инструмент для пневматических отбойных молотков и бетоноломов импортного *а)* и отечественного *б)* производства.

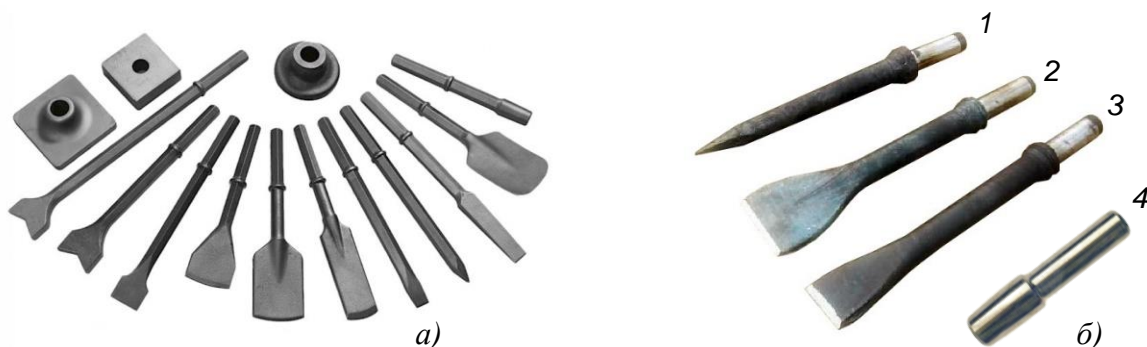


Рис. 1.8 – Рабочий инструмент пневматических отбойных молотков и бетоноломов:
а) зарубежных; *б)* отечественных

1 – пика П-11; 2 – лопатка П-41; 3 – зубило П-31; 4 – хвостовик бучарды ХПК 24-30

Хвостовики импортных молотков выполняются в виде шестигранника 25 мм или цилиндра диаметром 26 мм, и, как и буровые штанги, имеют длину 105 мм. Инструмент имеет форму пика, зубила, лопаток различной длины и геометрии для выполнения специфических работ: разрушение бетона, кирпича, асфальта, глины, срезание заклепок, трамбовка шихты и др.

Отечественный инструмент (рис 1.8, *б)* представлен пиками П-11 (1) как универсальным средством для работы по материалам различной прочности, зубилами П-31 (3) и лопатками П-41 (2) для работ по мягким материалам: кирпичной кладке, асфальту, мерзлому грунту. Стандартный инструмент имеет длину 290...320 мм, но выпускаются пики и зубила длиной до 1500 мм. Для бучард выпускаются специальные хвостовики ХПК 24-30 (4).

Таблица 1.2 – Технические характеристики пневматических отбойных молотков отечественных производителей
(номинальное давление сжатого воздуха $P = 0,5$ МПа)

Завод-изготовитель	Наименование серии	Марка молотка	Типоразмер	Масса без инструмента, кг	Энергия удара, Дж	Частота ударов, с ⁻¹ , не менее	Мощность, Вт, не менее	Удельный расход воздуха, м ³ /мин/кВт, не более	Коэффициент внутреннего использования	Корректированный уровень виброскорости, дБ	Корректированный уровень звуковой мощности, дБА, не более
АО «ТЭМЗ им. В. В. Вахрушева»	МО	МО-1Б	1	8,0	31	27,5	850	1,5	0,45	115	105
		МО-2Б	2	8,5	39	22,5	875				
		МО-3Б	3	9,0	44	19,2	845				
		МО-4Б	4	9,6	55	17,0	935				
Томский завод Кузнецова (ТЭК, ТоМаш)	МОП	МОП-2 ¹⁾ , МОП-2М ¹⁾	2	7,4	39	22,5	875	1,35	1,0	115 ³⁾	102
		МОП-3 ¹⁾ , МОП-3М ¹⁾	3	7,8	44	20,5	905				
		МОП-4 ^{1,2)} , МОП-4М ^{1,2)}	4	8,5	55	17,0	945				
ООО ПК «СТИН»	-	ИП-4613МО	3	8,0	43	23,0	1050	1,50	0,25	-	110
		ИП-4613МО1У		8,7							
ООО «Завод Строительного оборудования», г. Углич	М	МО-2М	2	8,0	43	22,0		1,50	0,45	115	105
		МО-3М	3	8,7	46	20,0			0,45	115	105
	МП	МОП-2	2	8,0	43	22,0	875	1,50	1,0	115 ³⁾	102
		МОП-3	3	9,0	48	19,9	905				
		МОП-4	4	9,5	56	17,0	945				
	МО	МО-1Б	1	8,0	31	27,5	850	1,50	0,45	115	105
		МО-2Б	2	8,5	39	22,5	875				
	МО	МО-3Б	3	9,0	44	19,2	845	1,50	0,45	115	105
		МО-4Б	4	9,5	45	17,0	935				
	МС	МО-2МС	2	6,6	39	22,5	880	1,50	0,32	115 ³⁾	107
		МО-3МС	3	6,8	44	20,5	845				
		МО-2МС	4	7,5	55	17,0	920				
-	-	МО-2К	3-4	10,0	43	16,0	815	1,56	0,32	115	107
ООО «Промтехостнастка» (г. Череповец)	-	МС-2Б	2	8,0	42	22,5	890	1,56	1,0	112 ³⁾	-
JSD-JESDA TOOLS, KHP	-	МО-2К (МО-2КА, 2К, 2КА, ОМП 815 ⁴⁾)	3	10,0	43	16,0	815	1,30	1,0	110 ⁵⁾	-

Молотки серий «М», «МО», «МОП» (см. характеристики в Таблице 1.2 выше), выпускаемые в КНР по заказам российских фирм).

Примечания.

¹⁾ Имеются модификации с пластиковым клапаным блоком «П» и пластиковой рукояткой «ПР».

²⁾ Имеются модификации с Т-образной рукояткой.

³⁾ Значение получено расчетом по данным Паспорта или Руководства по эксплуатации.

⁴⁾ Аналоги, реализуемые различными дистрибьютерами.

⁵⁾ По данным испытаний ООО «УДАРМАШ» корректированный уровень виброскорости молотка МО-2К превышает 130 дБ. По Санитарным нормам СН 2.2.4/2.1.8.566-96 (отменены в 2021 г.) такие молотки эксплуатировать нельзя.

Таблица 1.3 – Технические характеристики пневматических бетоноломов отечественных производителей
(номинальное давление сжатого воздуха $P = 0,5$ МПа)

Завод-изготовитель	Наименование серии	Марка бетонолома	Типоразмер	Масса без инструмента, кг	Энергия удара, Дж	Частота ударов, с ⁻¹ , не менее	Мощность, Вт, не менее	Удельный расход воздуха, м ³ /мин/кВт	Коэффициент внутреннего использования	Корректируемый уровень виброскорости, дБ	Корректируемый уровень звуковой мощности, дБА, не более
АО «ТЭМЗ им. В. В. Вахрушева»	Б	Б-1	1	13,1	65	19,0	1235	1,5	0,45	115	108
		Б-2	2	14,4	80	15,5	1240				
		Б-3	3	14,9	100	13,0	1300				
		Б-200	$P = 0,4$ МПа	34,5	200-20%	8,0	1600-20%	4,0	0,20	118	110
Томский завод Кузнецова (ТЗК, ТоМаш)	БК	БК-1	1	11,5	65	19,0	1235	1,5	0,45	115	105
		БК-2	2	12,6	75	15,5	1240				
		БК-3	3	13,3	95	13,0	1300				

Таблица 1.4 – Технические характеристики пневматических отбойных молотков зарубежных фирм (давление сжатого воздуха $P = 0,7$ МПа)

Изготовитель	Марка молотка	Масса без инструмента, кг	Длина молотка,	Энергия удара, Дж	Частота ударов, с ⁻¹	Мощность, Вт,	Расход воздуха, м ³ /мин	Корректируемый уровень виброускорения, м/с ²	Корректируемый уровень звукового давления на расстоянии 1 м, дБА,
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Atlas Sorco (Швеция) 7 ати	TEX 05P	5,5	380	(12,4)	46,0	(570)	0,57	13,0	104
	TEX 07PE	8,5	585	(34,6)	29,5	(1020)	1,02	12,4	104
	TEX9PS	9,6	500	(37,0)	30,0	(1110)	1,11	16,1	103
	TEX9PE	10,5	560	(34,0)	30,0	(1020)	1,02	4,2	105
	TEX 12PS	10,5	550	(47,9)	26,7	(1280)	1,28	15,4	105
	TEX12PE	12,0	590	(44,9)	26,7	(1200)	1,20	4,0	105
	TEX 10PS	19,0	520	(45,3)	22,5	(1020)	1,02	22,4	102
	TEX 140PS	15,5	590	(58,8)	25,5	(1500)	1,50	15,2	104
	TEX 150PE	19,0	590	(58,8)	25,5	(1500)	1,50	4,5	104
	TEX 190PE	22,5	595/645	(62,4)	25,0	(1560)	1,56	3,7	104
	RTEX	25,0	780	(70,9, 69,0)	14,1; 14,5	(1000)	1,00	5,0; 4,7	107
	TEX 230PE	25,5	625	(68,2)	22,0	(1500)	1,50	4,2	104
	TEX 230PE	27,0	670	(68,2)	22,0	(1500)	1,50	4,2	104
	TEX 280PE	31,5	690	(102,4)	20,5	(2100)	2,10	4,8	105
	TEX P60*)	33,0	690	(84,0)	25,0	(2100)	2,10	16,8	109
	TEX 32	34,0	745	(102,0)	20,0	(2040)	2,04	13,7	111
	TEX 33PE	37,0	745	(102,0)	20,0	(2040)	2,04	5,7	111
TEX P39	37,0	750	(129,7)	18,5	(2400)	2,40	-	-	
TEX P90*), TEX P90 S*)	41,0, 43,0	710	(114,3)	21,0	(2400)	2,40	-	-	
TEX 40PE	42,0	750	(129,7)	18,5	(2400)	2,40	4,2	111	

Продолжение Таблицы 1.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Chicago Pneumatic (США) 6,3 ати	CP 0012	5,5	406	(13,2)	43,3	(570)	0,57	-	-
	CP 4123 2R	7,0	375	(19,5)	37,0	(720)	0,72	13,2	-
	CP 4125 2H	7,0	380	(24,4)	32,0	(780)	0,78	13,8	-
	CP 4123 3R, CP 4123 3H	7,5	425	(20,0)	30,0	(600)	0,60	11,4	-
	CP 4125 3R, CP 4125 3H	7,5	415	(32,1)	28,0	(900)	0,90	15,3	-
	CP 4123 4R, CP 4123 4H	8,0	460	(32,5)	24,0	(780)	0,78	13,9	-
	CP 4125 4H	8,0	445	(32,5)	24,0	(780)	0,78	14,6	-
	CP 0016	8,5	490	(22,5)	32,0	(720)	0,72	9,6	91
	CP 4130 3R, CP 4130 3H	8,5	420	(22,5)	32,0	(720)	0,72	9,6	-
	CP 0222 CHOTBS PIC	10,5	495	(45,6)	25,0	(1140)	1,14	19,8	-
	CP FL 0022, CP FL 0022 S	10,5; 11,0	495	(57,3)	22,0	(1260)	1,26	16,3	-
	CP 0122 S	11,0	565	(57,4)	23,0	(1320)	1,32	-	-
	CP 0125 S	12,5	630	(43,8)	23,3	(1020)	1,02	-	-
	CP 0111 CHLA PIC	13,5	597	(39,4)	32,0	(1260)	1,26	-	-
	CP 4608 P, CP 4608 D	13,5; 14,0	585, 600	(84,0)	15,0	(1260)	1,26	12,6; 12,3	-
	CP 0112 S	14,5	565	(51,1)	27,0	(1380)	1,38	-	-
	CP 4611 P, CP 4611 D	15,0; 15,5	660, 675	(105,0)	12,0	(1260)	1,26	13,3; 14,3	-
CP 1210, CP 1210 S	22,0	600	(68,2)	23,3	(1590)	1,59	-	-	
CP 1210 SVR	23,0	600	(68,2)	23,3	(1590)	1,59	-	-	
CP 1260 S, CP 1260 SVR	34,0	680	(95,4)	21,7	(2070)	2,07	-	-	
CP 1290 S, CP 1290 SVR	39,0; 43,5	730	(141,0)	18,3	(2580)	2,58	-	-	
TOKU Pneumatic (Япония) 6,3 ати	TCA-7	7,2	465	(48,1)	20,8	(1000)	1,00	-	-
	TCD-20	10,0	520	(33,0)	33,3	(1100)	1,10	-	-
	TCD-30	13,6	577	(54,3)	25,8	(1400)	1,40	-	-
	TCB-130B	15,0	490	(45,1)	23,3	(1050)	1,05	-	-
	TPB-30	15,0	564	(40,2)	25,8	(1400)	1,40	-	-
	TRC-30	16,3	736	(54,3)	25,8	(1400)	1,40	-	-
	TPB-40, TPB-40SV	18,0; 19,5	660, 654	(87,4)	18,3	(1600)	1,60	-	-
	TCB-200	20,9	556	(63,5)	17,5	(1111)	1,50	-	-
	TCB-300	30,0	606	(101,3)	15,8	(1600)	1,60	-	-
	TPB-501SV	28,1	714	(67,3)	20,8	(1400)	1,40	-	-
	TPB-60	30,0	645	(70,8)	23,3	(1650)	1,65	-	-
	TPB-73	31,0	690	(90,0)	20,0	(1800)	1,80	-	-
TPB-80	42,0	725	(105,8)	20,8	(2200)	2,20	-	-	
MSA ARCHIMEDES (Польша) 6,3 ати	MS-10A	4,3	305	(13,8)	40,0	(550)	0,55	9,7	99
	MS-10B	4,5	305	(13,8)	40,0	(550)	0,55	7,7	98
	MS-13A	5,9	320	(22,7)	30,0	(680)	0,68	14,7	99
	MV510	8,6	526	(51,4)	35,0	(1540)	1,80	-	-
	MS509A4/5, MS509A4/6	8,8	470	(34,0)	26,5	(900)	0,90	9,1	105
	MW728A8	29,5	700	(114,4)	16,0	(1830)	1,83	7,0	95

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PERMON (Чехия)	SK 9-5, SK 9-6	9,5	470	26,0	28,0	728	1,10	9,1	105**)
	SK 9-8	9,3	465	26,0	28,0	728	1,10	9,1	105
	HP101-R25B*)	10,3	-	-	20,0	-	0,70	-	-
	SK 9-6A	10,5	475	26,0	28,0	728	1,10	9,1	105
	SKA 10B, SKA 10D	11,0	516	25,0	25,0	625	0,95	6,1	101
	SK 13-B, SK 13D	12,3	610	41,0	19,0	779	1,15	13,3	103
	SKA 10DZ	12,8	525	25,0	25,0	625	0,95	6,1	101
	SKA 12B, SKA 12D	12,8; 12,6	635	38,0	18,0	684	1,00	5,6	102
	SK 13DZ	13,8	612	41,0	19,0	779	1,15	13,3	103
	SK 13-1B	13,8	650	56,0	14,0	784	1,25	12,3	101
	SKA 12DZ	14,4	644	38,0	18,0	684	1,00	5,6	102
	BK-15A, BK-15D	16,0	624	52,0	19,0	1178	0,90	9,1	103
	BKA-15A, BKA-15D	16,0	659	52,0	19,0	988	0,90	4,1	103
	BK-20A, BK-20B	21,8; 22,5	631, 660	60,0	20,0	1200	1,40	9,8	105
	BKA-20A	22,0	660	60	20,0	1200	1,40	2,5	105
	BKA-20B, BKA-20F	22,0	688	60	20,0	1200	1,40	2,5	105
	BKA-25A	24,2	659	65	24,0	1560	1,70	5,2	102
	BKA-25B, BKA-25F	24,2	694	65	24,0	1560	1,70	5,2	102
	BKA-25C, BKA-25E	24,2	694	65	24,0	1560	1,70	5,2	102
	BK-25A, BK-25B	25,0; 26,0	624, 658	65,0	24,0	1560	1,70	11,5	102
BK-25C	25,8	658	65,0	24,0	1560	1,70	11,5	102	
BK-30B, BK-30C	32,0	700	95,0	22,0	2090	1,80	8,6	107	
BKA-30B, BKA-30F	32,0	735	95	22,0	2090	1,80	5,3	107	
BK-40B, BK-40C	41,0	760	105,0	16,0	1680	1,90	9,5	106	

Примечания.

Данные по энергии удара и ударной мощности в Паспортах зарубежных молотков не указаны. Значения получены расчетом по методике, представленной выше.

*) Технические характеристики приведены при давлении сжатого воздуха 0,6 МПа (6 бар).

**) Уровень звуковой мощности в дБА.

PS – ударные машины со сниженным шумом.

PE, SVR – модели со сниженной вибрацией.

Таблица 1.5 – Параметры пневматических отбойных молотков зарубежных фирм (1985-86 гг.)*)

Марка молотка, страна	Давление сжатого воздуха, ати		Масса, кг	Длина, мм	Энергия удара, Дж	Частота ударов, с ⁻¹	Мощность, Вт	Удельный расход воздуха, м ³ /мин/кВт	Усилие нажатия, Н	Корректированный уровень вибрострости, дБ	Уровень звука, дБА
	Номинальное	При измерении									
KRUPP 217-S, ФРГ	6,0	5,0	10,0	545	30,3	23,9	724	1,31	360	131,3	104
FLOTTMAN SV-08, ФРГ	6,0	5,0	9,6	548	34,3	20,8	711	1,53	360	134,9	104
Atlas Copco 8RS, Швеция	6,0	5,0	9,4	531	18,1	28,8	521	1,44	360	127,6	100
PERMON SK9-1, Чехия	6,0	5,0	9,0	451	23,3	27,1	631	2,3	360	121,2	107
MPA-10, Польша	6,0	5,0	11,9	600	30,3	24,1	730	1,81	360	113,2	100
MPS-9, Польша	6,0	5,0	9,5	525	34,0	23,8	809	1,42	300	135,6	112

*) По результатам испытаний в лаборатории динамики горных машин и борьбы с шумом и вибрацией ИГД им. А. А. Скочинского.

Пневматический молоток изобретен в начале XX века и с тех пор прошел большой путь совершенствования. Но несмотря на обилие исследований и научных работ, молоток остается весьма опасной машиной по факторам вибрации и шума, травмирует работающих, вызывая псевдо-синдром Рейно (побеление пальцев, а в ряде случаев и вибрационную болезнь) и профессиональную тугоухость.

Удовлетворить требования санитарных норм при работе с молотками не удастся до настоящего времени в силу комплекса весьма противоречивых требований к этой ручной машине: отбойный молоток должен быть мощным и производительным, иметь небольшую массу и габариты, быть удобным в управлении и манипулировании и при этом не шуметь и не вибрировать, хотя наличие отдачи и удаление отработанного воздуха (выхлоп) заложены в самом принципе его действия.

Одной из существенных причин такого положения вещей является то, что исследование, разработка и тестирование молотков производится в лабораторных, искусственно созданных условиях.

А где происходит работа молотков? Где работающие получают травмирующие факторы? Где нужна высокая эффективность процесса разрушения?

В натуральных условиях, в условиях эксплуатации.

Значит, надо, вооружившись накопленными знаниями и опытом, изучать эти условия, типизировать их, выявлять физические причины и процессы, вызывающие повышенную вибрационную и шумовую активность при работе ударной машины. Это позволит имитировать в лаборатории различные натурные условия, а зная причины негативных факторов, находить способы борьбы с ними и создавать специальные машины, эффективные и более безопасные в этих условиях. Такие машины будут и более производительны по удару, и по-настоящему безопасны для работающих с ними. За такими машинами будущее.

В настоящих Этюдах предлагается инструментарий, который может помочь в решении этой главной задачи, стоящей сегодня перед учеными, конструкторами и производственниками на пути совершенствования пневматических отбойных молотков и шире – ручных машин ударного действия.

Пневматические отбойные молотки и бетоноломы РФ

**Продукция АО «Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева»,
торговые марки «ТЭМЗ», «МО»**



**Продукция ООО «ТоМаш» (Томский завод Кузнецова),
торговые марки «ТЭК» и «МОП»**





Москва, ВДНХ, павильон «Украина»

ЭТЮД № 2

Метод индикаторных диаграмм и его расширения

В данном разделе использованы материалы статей «Расширенный метод индикаторных диаграмм для исследования рабочих параметров пневматических машин» и «Новые возможности метода индикаторных диаграмм для пневматических машин ударного действия», написанные в соавторстве с д.т.н. В. Б. Соколинским и инж. В. А. Кашаевым и опубликованные в Научных сообщениях ННЦ ГП – ИГД им. А. А. Скочинского, а также статья «Расчет коэффициентов расхода пневматического отбойного молотка по индикаторной диаграмме», вышедшая в журнале «Компрессорная техника и пневматика»

Метод индикаторных диаграмм¹⁵ разработан для исследования внутренних процессов машин ударного действия [2, 10]. В 70-е годы XX века метод активно развивался сотрудниками ИГД СО РАН, завода «Пневматика», ТЭМЗ им. В. В. Вахрушева и был практически единственным надежным и точным способом определения энергии удара машины (погрешность метода $\approx 10\%$).

Существенным достоинством метода является получение зависимости координаты и скорости ударника от времени, которые могут быть сопоставлены с геометрией корпуса ударной машины и динамикой изменения давлений энергоносителя в ее камерах. Поэтому метод индикаторных диаграмм незаменим при исследованиях, разработке и доводке ударных машин.

Но эти достоинства достигаются за счет **весьма трудоемких расчетных процедур**, что при отсутствии широкого распространения вычислительной техники привело к вытеснению метода индикаторных диаграмм другими, более простыми, оперативными и менее трудоемкими методами. Так для определения энергии удара используются метод шариковых отпечатков [10], метод конечных скоростей [11] и различные работомеры [13]. В 70-80-е годы в ИГД им. А. А. Скочинского был разработан тензометрический метод измерения энергии удара отбойных молотков по ударному импульсу деформаций в рабочем инструменте, и на его основе создана установка УИПУ-4 с погрешностью 5% ¹⁶ [9].

Другой недостаток метода индикаторных диаграмм состоит в необходимости создания дополнительных отверстий в корпусе ударной машины для установки датчиков давления, т.е. **во внесении изменений в ее конструкцию.**

¹⁵ Строго говоря, индикаторной диаграммой называется зависимость измеряемого параметра, например давления, от перемещения поршня (ударника), и термин «метод индикаторных диаграмм» не совсем точен, поскольку в расчетах используется зависимость давлений от времени. Но такая неточность закреплена сложившейся традицией, и мы будем ее придерживаться.

¹⁶ Погрешность определена по результатам государственной метрологической аттестации.

Указанные факторы привели к определенному «забвению» исследователями «рутинного» метода индикаторных диаграмм. К сожалению, в настоящее время искусство снятия и расшифровки диаграмм давлений ударной машины в значительной степени утеряно, а конструкторы и разработчики машин не имеют оперативного инструментария для анализа внутренних процессов в них.

Современная теория открытых термодинамических систем [17-19] и компьютерные технологии позволяют уже сегодня создать компьютерный измерительный комплекс, реализующий метод индикаторных диаграмм и обеспечивающий исследователей **всей необходимой информацией о параметрах ударной машины**, значительно снизив трудоемкость испытаний и обработки экспериментальных данных. Теоретическим основам разработки такого комплекса и посвящена настоящая статья.

Классический метод индикаторных диаграмм основан на известной теореме В. Б. Суднишникова о периодическом движении массы под действием переменной силы [2]. Сущность метода состоит в том, что, зная действующую на ударник силу как функцию времени, можно, исходя из периодичности перемещения ударника, определить все кинематические параметры его движения: скорости удара и отскока, максимальный ход, время разгона и торможения, и т.п.

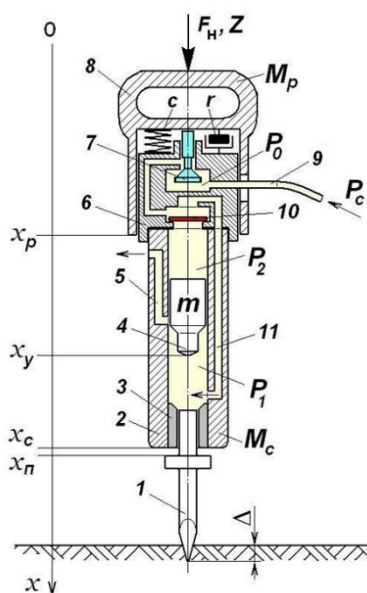


Рис. 2.1 – Схема пневматического отбойного молотка

1 – рабочий инструмент (пика); 2 – корпус машины (ствол); 3 – бусса; 4 – ударник; 5 – канал выхлопа отработанного воздуха в атмосферу; 6 – промежуточное звено с механизмом воздухораспределения; 7 – пусковой вентиль; 8 – рукоятка; 9 – рукав для подачи сжатого воздуха; 10 – дисковый клапан; 11 – канал для подачи воздуха на холостой ход; M_c , m , M_p – массы корпуса, ударника и рукоятки соответственно; c и r – коэффициенты жесткости и сопротивления виброизолятора рукоятки; F_n – усилие нажатия; Z – входной импеданс руки человека-оператора; Δ – глубина внедрения инструмента за один удар; P_0 , P_1 , P_2 – соответственно давление во входной камере молотка, камерах холостого и рабочего хода; P_c – давление в сети сжатого воздуха; Ox – координатная ось; x_n , x_c , x_y , x_p – координаты бурта инструмента, корпуса, ударника, рукоятки; стрелками показано движение воздуха

Изложим метод более строго. В качестве примера будем рассматривать ручную пневматическую машину (отбойный молоток), изображенную на рис. 2.1.

Основные допущения классического метода индикаторных диаграмм состоят в следующем:

- ударная машина работает в устойчивом режиме при постоянстве во времени давления и температуры сжатого воздуха в сети, усилия нажатия и прочностных характеристик разрушаемого материала;
- силы трения между корпусом и ударником пренебрежимо малы по сравнению с пневматическими силами;
- при каждом ударе инструмент машины внедряется в разрушаемый материал на одинаковое расстояние Δ ;
- усилие нажатия достаточно велико, и его сумма с проекцией веса машины на ось Ox обеспечивает основной режим колебаний корпуса [20]¹⁷;

¹⁷ Это и следующее допущение являются избыточными, т.к. определить координату ударника можно и без них. Мы вводим их, поскольку для практики основной интерес представляют режимы с большими усилиями нажатия, в которых машина развивает максимальную ударную мощность.

- к моменту удара инструмент неподвижен, а корпус машины опирается на его бурт (говорят, что корпус «сидит» на бурте инструмента)¹⁸.

Обозначим период перемещения ударника от инструмента и обратно через T и рассмотрим его движение на временном отрезке $t \in [0, T]$, считая от момента удара.

Вид пневматической силы $F(t)$, действующей на ударник, зависит от типа и конструкции ударной машины: для отбойных, рубильных и клепальных молотков $F(t) = (P_2(t) - P_1(t))S$, а для перфораторов $F(t) = P_2(t)(S - S_{\text{тр}}) - P_1(t)(S_{\text{н}} - S_{\text{тр}})$, где S – площадь сечения поршневой части ударника (площадь центрального канала корпуса машины); $S_{\text{н}}$ – площадь сечения носика ударника; $S_{\text{тр}}$ – площадь отверстия в ударнике под водяную или воздушную трубку.

Мы будем рассматривать метод индикаторных диаграмм в общем виде и полагаем, что заинтересованный читатель сможет без особых усилий получить необходимые формулы для требуемых типов машин.

Согласно принятым допущениям, уравнение движения ударника, начальные и конечные условия имеют вид¹⁹:

$$\begin{aligned} \ddot{x}(t) &= f(t) + a, \\ x(0) &= x_0, \quad \dot{x}(0) = v_0, \\ x(T) &= x_0 + \Delta, \quad \dot{x}(T) = v_y, \end{aligned} \quad (2.1)$$

где $f(t) = F(t)/m$; $a = g \cos \alpha$; g – ускорение свободного падения; α – угол между осью движения ударника и вертикалью; x_0 – начальная координата ударника; v_y, v_0 – соответственно скорость ударника непосредственно перед ударом по инструменту и скорость его отскока.

Решением уравнения (2.1) являются следующие зависимости:

$$\begin{aligned} x(t) &= x_0 + v_0 t + \frac{at^2}{2} + \int_0^t f(\tau)(t - \tau) d\tau, \\ \dot{x}(t) &= v_0 + at + \int_0^t f(t) dt, \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$v_y = v_{\text{cp}} + \frac{aT}{2} + \frac{1}{T} \int_0^T f(t) t dt, \quad v_0 = v_{\text{cp}} - \frac{aT}{2} - \frac{1}{T} \int_0^T f(t)(T - t) dt, \quad v_{\text{cp}} = \frac{\Delta}{T}.$$

При обработке экспериментальных данных, энергетические параметры i -го цикла вычисляются по формулам:

$$A_i = \frac{mv_{yi}^2}{2} = \frac{m}{2} \left[v_{\text{cp}} + \frac{aT_i}{2} + \frac{1}{T_i} \int_0^{T_i} f(t) t dt \right]^2, \quad (2.3)$$

$$\mathcal{F}_i = \frac{1}{T_i}, \quad N_i = A_i \mathcal{F}_i = \frac{m \mathcal{F}_i}{2} \left[v_{\text{cp}} + \frac{aT_i}{2} + \frac{1}{T_i} \int_0^{T_i} f(t) t dt \right]^2$$

где A_i – энергия удара; \mathcal{F}_i – частота ударов; N_i – мощность молотка.

¹⁸ В течение цикла инструмент может внедряться в разрушаемый материал, отскакивать от него, наносить обратные удары по корпусу машины – главное, чтобы к моменту следующего удара его движение полностью прекратилось.

¹⁹ Индекс «у» координаты ударника опускаем.

Коэффициент отскока ударника λ_i равен

$$\lambda_i = \left| \frac{v_{oi}}{v_{yi-1}} \right|, \quad (2.4)$$

где v_{oi} – скорость отскока ударника для i -го цикла, $v_{y,i-1}$ – скорость удара $i-1$ -го цикла²⁰.

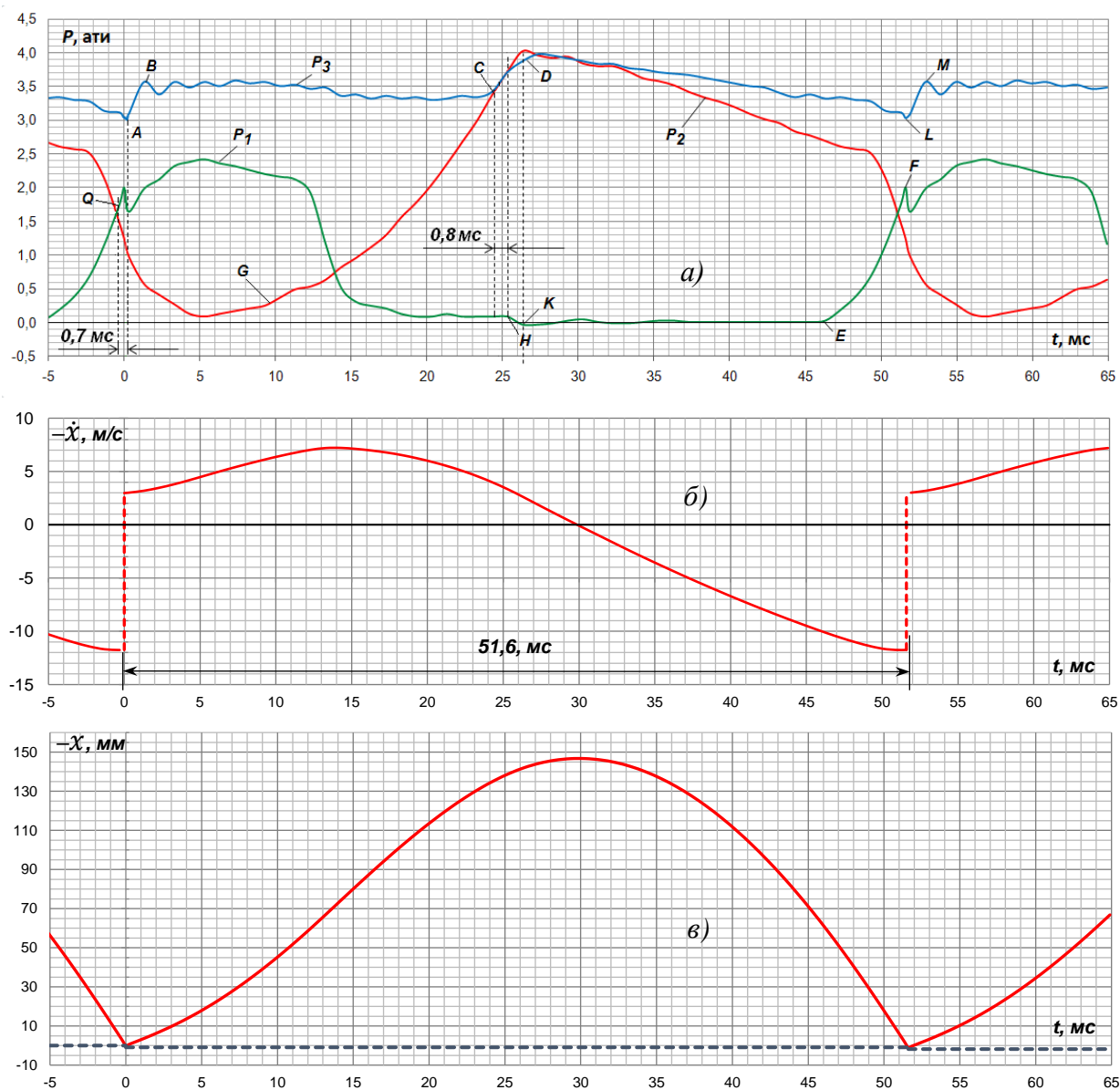


Рис. 2.2 – Экспериментальная индикаторная диаграмма молотка МО-2М при сетевом давлении сжатого воздуха 0,4 МПа (а), расчетные кривые скорости (б) и перемещения ударника (в)

P_1 – давление в камере холостого хода; P_2 – давление в камере рабочего хода; P_3 – давление в предклапанном пространстве на входе в молоток; нуль времени t совмещен с моментом удара ударника по инструменту; участки AB и LM соответствует переборке клапана на холостой ход; участки CD и HK – переборке на рабочий ход; точка Q – давление начала переборки клапана на холостой ход; точка C – давление начала переборки клапана на рабочий ход; GC и EF – участки адиабатического сжатия в камерах молотка

²⁰ Предполагая строгою периодичность движения ударника, коэффициент отскока λ можно было бы вычислить как отношение скоростей отскока и удара для одного и того же цикла. Однако, предлагаемый нами способ методически более правильный, т.к. соответствует физической природе коэффициента отскока.

На основании решения (2.2) можно получить также и другие кинематические и временные параметры цикла, например: ход ударника X_{max}^i , длительности рабочего и холостого хода T_{px}^i, T_{xx}^i .

$$X_{max}^i = x(t^*) = \max_{t \in [0, T]} x(t), T_{xx}^i = t^*, T_{px}^i = T_i - t^*, \quad (2.5)$$

где t^* – момент остановки ударника в верхней мертвой точке, т.е. корень уравнения $\dot{x}(t^*)=0$.

Покажем применение классического метода индикаторных диаграмм на примере пневматического отбойного молотка МО-2М производства АО «Гомский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева» (ТЭМЗ), работающего на испытательном стенде по ГОСТ Р 55162 при давлении сжатого воздуха 0,4 МПа, усилии нажатия 250 Н и средней скорости пробивки скалки (внедрения пики, см. рис. 2.1) 1,8 см/с.

На рис. 2.2 представлена экспериментальная индикаторная диаграмма молотка (а), совмещенные с ней во времени графики скорости ударника (б) и его перемещения (в).

Масса ударника молотка МО-2М $m = 0,432$ кг, диаметр его поршневой части $S = 31,97$ мм, а ее площадь $8,027 \cdot 10^{-4}$ м².

Согласно расчету по формулам (2.2) – (2.5), получаем:

- скорость удара $v_y = 11,7$ м/с, скорость отскока $v_o = 2,9$ м/с;
- коэффициент отскока $\lambda = 0,25$;
- энергия удара $A = 29,7$ Дж, частота ударов $\mathcal{F} = 19,38$ с⁻¹, мощность $N = 575,7$ Вт;
- ход ударника $X_{max} = 146,5$ мм;
- длительность холостого хода $T_{xx} = 30,0$ мс, длительность рабочего хода $T_{px} = 21,6$ мс.

На этом изложение классического метода индикаторных диаграмм можно было бы и завершить²¹. За скобками остался вопрос об определении момента удара, т.е. вопрос о разбиении экспериментальных данных на циклы. Конечно, можно использовать различные «ухищрения», например: наличие локального пика на кривой давления в камере холостого хода в момент удара (см. рис.2.2, а) или изломы графиков давлений, соответствующие моментам открытия выхлопных отверстий. Но такие «интеллектуальные» способы не всегда работают, да к тому же не выдерживают критики с точки зрения метрологии. Гораздо надежнее иметь специальный датчик удара, по сигналу которого и выполнять разбиение на циклы. Примером такого датчика может служить пьезоакселерометр, устанавливаемый на инструмент ударной машины и регистрирующий проход ударной волны, или специальный тензометрический преобразователь установки УИПУ-4М [9].

Классический метод индикаторных диаграмм не позволяет определять такой важный параметр экономичности ударной машины, как расход воздуха. К тому же по графикам давлений затруднен анализ работы системы воздухораспределения²².

Изложим возможные *расширения метода индикаторных диаграмм*, устраняющие эти недостатки.

Для анализа нам понадобятся следующие **дополнительные допущения** о работе ударной машины:

- перемещением корпуса при работе машины можно пренебречь и считать его неподвижным²³;
- воздух, питающий ударную машину, является идеальным газом;

²¹ В задачу настоящего изложения не входит анализ погрешностей измерения энергии удара и других параметров цикла ударной машины. Ввиду важности этого вопроса, ему следует посвятить отдельное исследование.

²² Следует отметить, что надо иметь большой опыт, интуицию и хорошо развитое физическое мышление, чтобы по едва заметным особенностям кривых давлений в камерах ударной машины определять моменты переброски клапана или золотника.

²³ Мы полагаем, что усилие нажатия столь велико, что позволяет «посадить» корпус на бурт инструмента сразу же после его внедрения в разрушаемый материал и обеспечивает последующий «выстой» корпуса на бурте до следующего удара [2, 4].

- камеры ударной машины являются термодинамическими системами с сосредоточенными параметрами, в каждой точке которых давление и температура воздуха одинаковы;
- отсутствует переток воздуха между камерами машины, а также истечение воздуха из передней камеры через зазор между корпусом (буксой) и хвостовиком инструмента.

Наряду с регистрацией давлений в камерах ударной машины, нам понадобится измерять также и мгновенную температуру.

Расширение 1. Определение расхода воздуха

Из теории термодинамики открытых систем, развитой в работах [17-19, 21], для каждой из камер ударной машины имеем следующие термодинамические уравнения²⁴:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{k}{V} \left[R \{ \theta_c G^+ - \theta G^- \} - P \frac{dV}{dt} \right], \quad (2.6)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{\theta}{V} \left[\frac{R}{P} [(k\theta_c - \theta)G^+ - (k-1)\theta G^-] - (k-1) \frac{dV}{dt} \right],$$

где k – показатель адиабаты; P – абсолютное давление в камере; V – текущий объем камеры; θ – абсолютная температура воздуха в камере; θ_c – абсолютная температура воздуха в сети; R – универсальная газовая постоянная, отнесенная к молярной массе воздуха; $G^+ \geq 0$ – мгновенный расход воздуха из сети в камеру; $G^- \geq 0$ – мгновенный расход воздуха из камеры в атмосферу²⁵.

Объемы камер рабочего и холостого хода легко вычислить, исходя из геометрии корпуса, определив координату ударника согласно решению (2.2). В объем камеры холостого хода, следует включить объемы воздухоподводящих каналов.

Из уравнений (2.6) получаем следующие соотношения для определения расходов G^+ и G^- , [кг/с]

$$G^+ = V \frac{(k-1)\theta \frac{dP}{dt} - kP \frac{d\theta}{dt}}{kR\theta(\theta - \theta_c)}, \quad (2.7)$$

$$G^- = \frac{V\theta(k\theta_c - \theta) \frac{dP}{dt} - kP\theta(\theta - \theta_c) \frac{dV}{dt} - kPV\theta_c \frac{d\theta}{dt}}{kR\theta^2(\theta - \theta_c)}.$$

Отметим, что при значении $\theta = \theta_c$, т.е. когда температура воздуха в камере равна температуре сжатого воздуха в сети, знаменатель в формулах (2.7) обращается в нуль. Тем не менее, предельные переходы для мгновенных расходов существуют и соответственно равны:

$$G^+(\theta = \theta_c) = \lim_{\theta \rightarrow \theta_c} G^+(\theta) = \frac{(k-1)V \frac{dP}{dt}}{kR\theta_c}, \quad (2.8)$$

$$G^-(\theta = \theta_c) = \lim_{\theta \rightarrow \theta_c} G^-(\theta) = - \frac{(2-k)V \frac{dP}{dt} + kP \frac{dV}{dt}}{kR\theta_c}.$$

Поскольку в установившемся периодическом режиме, термодинамические параметры в начале и в конце цикла одинаковы, то количество воздуха, поступившего в камеру за цикл, равно количеству воздуха, истекшего из нее, и общая масса воздуха M_i , кг, мигрирующая за цикл, может быть определена по формуле:

²⁴Уравнения получены при допущении, что теплообмен с окружающей средой отсутствует.

²⁵ Перетоком воздуха между камерами пренебрегаем.

$$M_i = \int_0^{T_i} (G_{1i}^+(t) + G_{2i}^+(t))dt = \int_0^{T_i} (G_{1i}^-(t) + G_{2i}^-(t))dt, \quad (2.9)$$

где G_{1i}^+ , G_{1i}^- , G_{2i}^+ , G_{2i}^- – соответственно мгновенные расходы поступления и истечения воздуха из передней и задней камер ударной машины за i -ый цикл.

Средний объемный расход свободного воздуха машины Q , м³/мин за n циклов, будет равен:

$$Q = \frac{60R\theta_{20}}{nP_0} \sum_{i=1}^N \frac{M_i}{T_i} = \frac{60}{n\rho_{20}} \sum_{i=1}^N \frac{M_i}{T_i}, \quad (2.10)$$

где P_0 , θ_{20} , ρ_{20} – давление, температура и плотность воздуха при нормальных условиях.

Недостаток изложенного метода состоит в **невозможности определить мгновенный расход воздуха при стационарном режиме течения**. Например, при течении газа в трубе в каждой точке потока $dP/dt = 0$, $d\theta/dt = 0$ и $dV/dt = 0$, из чего по формулам (2.7)-(2.8) следует заключить равенство нулю мгновенных расходов G^+ и G^- , а это противоречит физическому смыслу.

Известно, что в пневматических циклах современных ударных машин с клапанной системой воздухораспределения имеются интервалы времени, когда воздух напрямую поступает из сети в атмосферу, причем характер его течения близок к стационарному. Например, для отбойных молотков МО-2М этот процесс наблюдается после выхлопа из передней камеры и длится 5...8 мс, за которые вытекает примерно 20...30 % воздуха, расходуемого машиной за цикл [16]. Таким образом, метод Расширения 1 в ряде случаев может приводить к существенным погрешностям при определении расхода воздуха.

Изложим Расширение 2, свободное от указанного недостатка.

Согласно формуле Сен-Венана и Ванцеля для мгновенного расхода газа [21] и уравнению состояния идеального газа, для каждой из камер имеем:

$$G^- = \begin{cases} \mu S(x)P \sqrt{\frac{2k}{(k-1)R\theta} \cdot \left[\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right]}, & \sigma > \sigma_*, \\ \mu S(x)P \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{(k+1)R\theta}}, & \sigma \leq \sigma_*, \quad \sigma_* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \end{cases} \quad (2.11)$$

$$P \frac{dV}{dt} + \frac{dP}{dt} V = \frac{PV}{\theta} \frac{d\theta}{dt} + (G^+ - G^-)R\theta,$$

где μ – коэффициент расхода выхлопного тракта; $S(x)$ – минимальное сечение выхлопного тракта; $\sigma = P_a/P$, P_a – атмосферное давление; σ_* – критическое отношение давлений, при достижении которого скорость истечения газа становится постоянной и равной местной скорости звука.

По известной координате ударника x , исходя из его геометрии и расположения выхлопных отверстий, вычисляется сечение $S(x)$, после чего из первого соотношения рассчитывается мгновенный расход выхлопа G^- , а из второго – мгновенный расход нагнетания G^+ .

Остановимся на определении коэффициента расхода выхлопа μ . Получение его значения для каждой из камер ударной машины требует проведения предварительных испытаний.

Зафиксируем от перемещения ударник в корпусе машины так, чтобы выхлопные отверстия из камеры были открыты, и установим в камере датчики давления и температуры. Нам необходимо знать истинную величину расхода воздуха, протекающего через камеру, исходя

из которой можно вычислить значение μ по формуле Сен-Венана. Лучшим способом решения задачи является использование точного датчика расхода (например, дифманометра завода «Манометр» с погрешностью 0,2%), через который следует продуть камеру стационарным потоком сжатого воздуха.

Другой (инженерный) способ состоит в опорожнении через камеру ресивера известного объема, наполненного сжатым воздухом, в который также предварительно установлены датчики давления и температуры. Величину коэффициента μ в этом случае можно вычислить, приравняв мгновенный расход воздуха, из камеры в атмосферу и расход воздуха, вытекающего из ресивера. Из (2.6) следует, что в ресивере идет адиабатический процесс, поэтому расход из него равен²⁶

$$G_p^- = -\frac{V}{kR\theta} \frac{dP}{dt} = -\frac{V}{kR\theta_0} \left[\frac{P_0}{P} \right]^{\frac{k-1}{k}} \frac{dP}{dt}, \quad (2.12)$$

где P_0 и θ_0 – начальное давление и температура в ресивере; V – его объем.

Таким образом, «платой» за повышение точности в Расширении 2 служит необходимость расчета сечений выхлопа по координате ударника и дополнительные испытания по определению коэффициентов расхода для выхлопных трактов ударной машины.

Рассмотрим некоторые технические аспекты реализации методов Расширения 1 и Расширения 2.

Как указывалось выше, для метода индикаторных диаграмм нам представляется целесообразной создание специализированного измерительного комплекса на базе ПЭВМ, в задачу которого входит сбор, обработка, представление и хранение экспериментальных и расчетных данных²⁷.

Исходя из изложенной выше теории, для измерений необходимо иметь 7 синхронно записываемых каналов: 2 канала для давлений в камерах рабочего и холостого хода, 2 канала для мгновенной температуры в камерах²⁸, 2 канала для давления и температуры воздуха в сети и один канал для датчика удара. Сигнал с каждого из датчиков должен подаваться на аналого-цифровой преобразователь, а затем в цифровом виде записываться в компьютер. Частота выборки для всех каналов может быть одинакова и составлять 5...10 кГц (интервал выборки 0,1...0,2 мс). Комплекс должен предусматривать калибровку каждого канала, кроме, быть может, канала датчика удара, который служит только индикатором начала и конца цикла.

Интерфейс пользователя комплекса должен представлять полученные экспериментальные данные $P_1(t), P_2(t), \theta_1(t), \theta_2(t)$ и расчетные данные $x(t), \dot{x}(t), G_{1i}^+(t), G_{2i}^+(t), G_{1i}^-(t), G_{2i}^-(t)$ в виде синхронно отображаемых графиков в зависимости от времени, автоматически производить разбиение на циклы, рассчитывать параметры каждого цикла в отдельности, а также статистику по каждому из регистрируемых параметров. Для удобства пользователя необходимо предусмотреть ведение электронного журнала наблюдений и архива испытаний.

Мы полагаем, что создание измерительного комплекса, реализующего расширенный метод индикаторных диаграмм, является **актуальной задачей**: во-первых, это позволит «вдохнуть» новую, современную жизнь в «забытый» классический метод индикаторных диаграмм, а во-вторых, такой комплекс даст в руки ученых и конструкторов мощный инструмент для создания новых конкурентоспособных пневматических машин ударного действия.

²⁶ Объем ресивера следует выбирать так, чтобы, с одной стороны, динамика падения давления в нем была значительной для вычисления производной dP/dt с достаточной точностью, а с другой стороны, чтобы обеспечить критическое течение потока ($\sigma < \sigma_*$), при котором расход воздуха будет зависеть только от давления в ресивере.

²⁷ В задачу настоящего Этюда не входит обоснование технического задания на измерительный комплекс, но некоторые важные положения и подходы к его разработке мы хотели бы изложить.

²⁸ Вопрос о типах и технических характеристиках датчиков температуры выходит за рамки настоящего анализа. Тем не менее, следует отметить, что согласно термодинамическим расчетам градиент изменения температуры в камере рабочего хода пневматического отбойного молотка может достигать 100 °С/мс, что предъявляет весьма высокие требования к тепловой инерции датчиков температуры.

Расширение 3. Миграционные функции и их использование для анализа рабочего цикла ударной машины

Рассмотрим уравнения 2.6, описывающие термодинамические процессы в камере пневматической ударной машины в зависимости от времени. Первое уравнение для изменения давления преобразуем к виду:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{k}{V(t)} \left[\Psi(t) - P(t) \frac{dV}{dt} \right], \quad (2.13)$$

$$\Psi(t) = R \left\{ \sum_i \theta_i G_i^+(t) - \theta \sum_j G_j^-(t) \right\}.$$

Здесь Ψ – миграционная функция энергоносителя в рассматриваемой камере. Она имеет размерность мощности и характеризует баланс между потоками сжатого воздуха, поступающими в камеру (i) и вытекающими из нее (j), каждый из которых берется с весом температуры: для потоков нагнетания G_i^+ – температура теплодатчика θ_i , для потоков истечения G_j^- – температура в камере.

Из (2.13) следует:

$$\Psi(t) = \frac{V(t)}{k} \frac{dP}{dt} + P(t) \frac{dV}{dt}. \quad (2.14)$$

Если миграционная функция $\Psi = 0$, при этом камера закрыта для миграции газа, и ее объем изменяется ($\frac{dV}{dt} \neq 0$), то в камере идет адиабатический процесс. Если же объем меняется, а в камеру есть приток или истечение из нее газа, то нулевое значение миграционной функции свидетельствует о равной мощности входящих и исходящих потоков воздуха.

Если миграционная функция положительна, то в камере преобладает нагнетание воздуха, а если она отрицательна, то, наоборот, из камеры идет его истечение.

Миграционные функции, построенные для рабочих камер пневматической ударной машины, позволяют определить моменты срабатывания клапана распределительного устройства и рассчитать потребляемый расход воздуха²⁹.

Покажем применение миграционных функций на модели отбойного молотка [22].

Для примера возьмем серийный пневматический молоток МО-2Б ТЭМЗ, имеющий при номинальном давлении сжатого воздуха 0,5 МПа следующие технические характеристики: энергия единичного удара 40,3 Дж, частота ударов 23,3 с⁻¹, мощность 938 Вт, расход воздуха 1,28 м³/мин³⁰.

На рис. 2.3 представлены: расчетная индикаторная диаграмма молотка (*а*), миграционные функции рабочих камер (*б*), расходы нагнетания и истечения (*в*).

Рассмотрим характерные точки резких изменений миграционных функций.

На графиках четко прослеживается момент удара – пик H на кривой 5, соответствующий изломам кривых давления в камере холостого хода 1 и входной камере 3. В тот же момент времени наблюдается пик миграционной функции камеры рабочего хода 6.

Излом в точке A приходится на начало выхлопа из камеры холостого хода, а излом в точке F соответствует началу выхлопа из камеры рабочего хода.

²⁹Текущие объемы рабочих камер рассчитываются, исходя из геометрии корпуса ударной машины с использованием классического метода индикаторных диаграмм. В их составе следует учесть каналы подачи воздуха, а также дополнительные каналы в корпусе машины (если таковые имеются), закрываемые или открываемые поршневой частью ударника при его перемещении.

³⁰ По данным испытательной лаборатории завода-изготовителя АО ТЭМЗ.

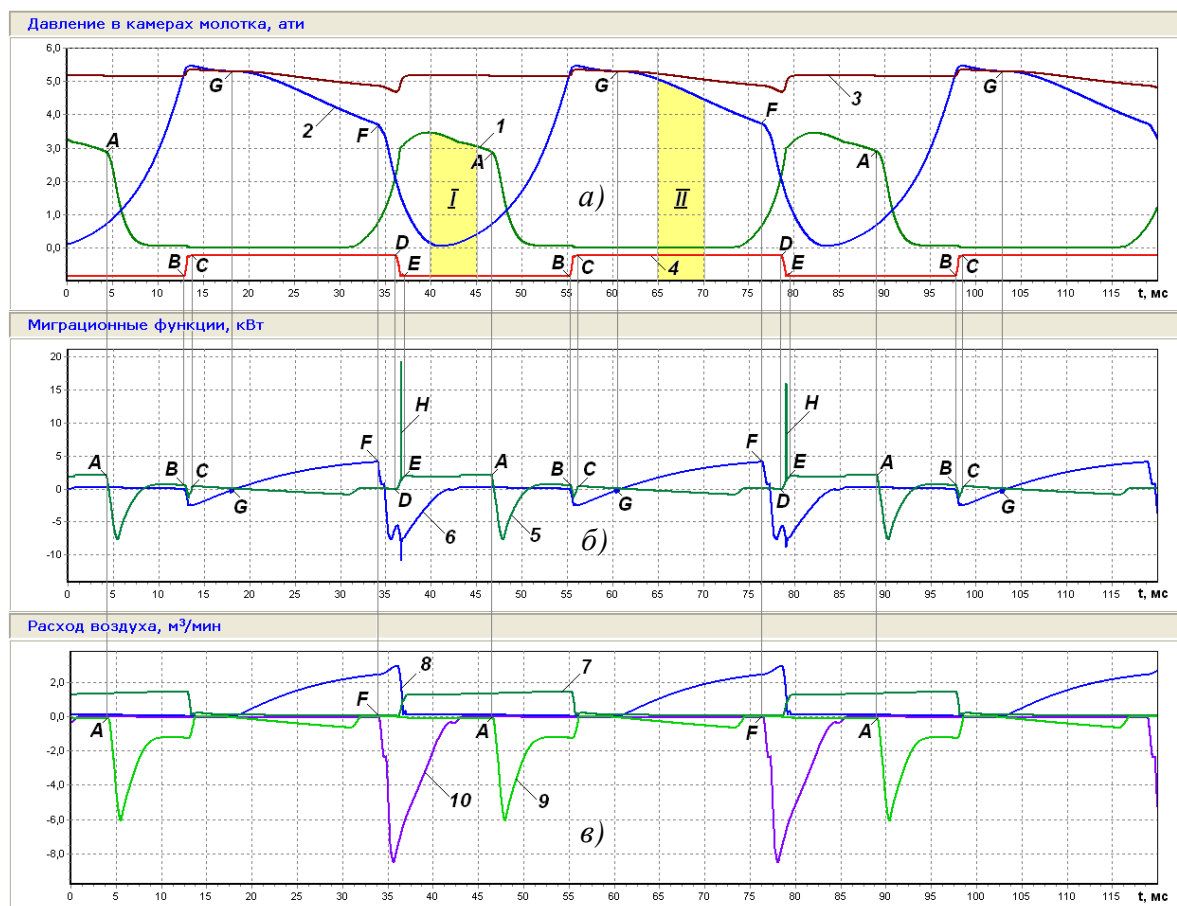


Рис. 2.3 – Расчет миграционных функций пневматического отбойного молотка МО-2Б ТЭМЗ
a) – индикаторная диаграмма давлений в камерах молотка; *б)* – миграционные функции; *в)* – расходы воздуха в камерах молотка; *I* – давление в камере холостого хода; *2* – давление в камере рабочего хода; *3* – давление во входной камере молотка (в предклапанном пространстве); *4* – диаграмма положения клапана воздухораспределительного механизма; *5* – миграционная функция камеры холостого хода; *6* – миграционная функция камеры рабочего хода; *7* – расход нагнетания в камеру холостого хода; *8* – расход нагнетания в камеру рабочего хода; *9* – расход выхлопа из камеры холостого хода; *10* – расход выхлопа из камеры рабочего хода; *A* – начало выхлопа из камеры холостого хода; *B* и *C* – начало и окончание переброски клапана на рабочий ход; *D* и *E* – начало и окончание переброски клапана на холостой ход; *F* – начало выхлопа их камеры рабочего хода; *G* – останов ударника в верхней мертвой точке; *H* – момент удара; *I, II* – временные интервалы для расчета эффективных площадей нагнетания в рабочие камеры

Точки *B* и *C* указывают на начало и окончание переброски клапана на рабочий ход, а точки *D* и *E* – на переброску в обратном направлении на холостой ход.

Точка *G*, соответствующая нулевым значениями миграционных функций в обеих камерах молотка, свидетельствует об остановке ударника в верхней мертвой точке: в этот момент времени в каждой камере давление постоянно ($\frac{dP}{dt} = 0$), поэтому из формулы (2.14) следует, что скорость ударника равна нулю.

Кривая *BG*, на которой миграционная функция камеры рабочего хода отрицательна, сообщает об истечении воздуха в сеть (давление в камере выше сетевого 5,3 ати), а дуга *GF* положительной и возрастающей функции указывает на процесс нагнетания. Аналогично, о нагнетании в камеру холостого хода свидетельствует отрезок *DA*.

Отметим также, что нулевые значения миграционных функций в камере рабочего хода на временных интервалах 48...55 мс, 91...98 мс, а также 33...37 мс, 74...78 мс в камере холостого хода, соответствуют адиабатическим процессам сжатия.

Таким образом, миграционные функции позволяют установить, когда срабатывает воздухораспределительный механизм молотка, определить начало процессов выхлопа из его камер и произвести разбиение цикла на рабочий и холостой ход.

Покажем, как с помощью миграционных функций можно рассчитать расход воздуха молотка.

Будем полагать, что переток между камерами отсутствует и также отсутствует истечение воздуха в атмосферу через зазор между буксой и хвостовиком рабочего инструмента (пики).

Тогда можно утверждать на участках что GF и EA , происходит только нагнетание в соответствующие камеры молотка, т.е.

$$\Psi(t) = R\theta_c G^+(t), \quad (2.15)$$

где θ_c – температура воздуха в сети.

С другой стороны, расход нагнетания G^+ определяется формулой Сен-Венана и Ванцеля (2.11). Запишем ее в следующем виде:

$$G^+ = P_c S_3 \varphi(\sigma), \quad (2.16)$$

$$\varphi(\sigma) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)R\theta_c} \left[\sigma^{\frac{2}{k}} - \sigma^{\frac{k+1}{k}} \right]}, & \sigma = \frac{P}{P_c} > \sigma_*, \\ \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{(k+1)R\theta_c}}, & \sigma \leq \sigma_*, \end{cases}$$

где $S_3 = \mu S = const$ – эффективная площадь сечения нагнетания в камеру молотка; P, P_c – давление в этой камере и в сети сжатого воздуха.

Отсюда для каждой из камер определяем эффективную площадь нагнетания:

$$S_3 = \frac{\Psi(t)}{P_c R \theta_c \varphi(\sigma)}.$$

Расход воздуха Q , м³/мин, получаем из соотношения:

$$Q = \frac{60P_c}{T\rho_{20}} \left\{ \int_{\tau_{xx}} S_{31} \varphi(\sigma_1) dt + \int_{\tau_{px}} S_{32} \varphi(\sigma_2) dt \right\}, \quad \sigma_1(t) = \frac{P_1(t)}{P_c}, \quad \sigma_2(t) = \frac{P_2(t)}{P_c}, \quad (2.17)$$

где ρ_{20} – плотность воздуха при нормальных условиях; τ_{xx}, τ_{px} – временные интервалы открытия окон нагнетания из сети в рабочие камеры молотка: τ_{xx} соответствует отрезку HC , τ_{px} – отрезкам BH ; S_{31}, S_{32} – эффективные площади нагнетания в камеры холостого и рабочего хода.

Формула (2.17) не учитывает расход нагнетания из камеры рабочего хода в сеть на участке BG (рекуперация), а также изменение эффективных площадей при переключении клапана: отрезки BC и DE . Для расчета расхода на этих участках необходимо привлечение дополнительных данных, как-то: температуры в камере и положения клапана в процессе его перемещения в клапанном механизме. Эти данные нельзя получить из исходных диаграмм давлений.

Оценим погрешность, связанную с рекуперацией воздуха.

На участке BG (рис. 2.3, б) давление в камере рабочего хода превышает сетевое давление, и воздух вытекает в сеть. Длительность этого процесса составляет 4,7 мс. По расчету на модели [22] температура воздуха в камере составляет 60°C (330°K). Будем считать, что эффективное сечение при обратном истечении из камеры также равно S_{31} .

Расчет по формулам (2.16) и (2.17) при $\theta_c = 330^\circ\text{K}$ дает результат 0,059 м³/мин. Таким образом, погрешность от рекуперации составит 4,6 %.

В Таблице 2.1 представлен расчет расхода воздуха молотка МО-2Б ТЭМЗ.

Таблица 2.1 – Исходные данные и расчет расхода воздуха

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение
Давление воздуха в сети	P_c	ати	5,3
Температура воздуха в сети	θ_c	°С	20
Эффективная площадь нагнетания в камеру холостого хода	S_{a1}	мм ²	16,17
Эффективная площадь нагнетания в камеру рабочего хода	S_{a2}	мм ²	36,17
Интервал нагнетания в камеру холостого хода	τ_{xx}	мс	18,93
Интервал нагнетания в камеру холостого хода	τ_{rx}	мс	23,49
Длительность рабочего цикла молотка	T	мс	42,42
Расход воздуха по расчету	$Q_{расч}$	м ³ /мин	1,23
Расход воздуха по данным лаборатории АО ТЭМЗ	Q	м ³ /мин	1,28
Погрешность расчета	-	%	3,9

Отметим, что предлагаемый метод дает тем более точную оценку расхода молотка, чем меньше утечек воздуха: перетока между рабочими камерами и истечения в атмосферу через зазор между буксой и пикой.

Расширение 4. Определение коэффициентов расхода пневматической ударной машины по индикаторной диаграмме

При построении физико-математических моделей пневматических машин необходимо знание коэффициентов расхода сжатого воздуха. Чаще всего коэффициенты получают расчетом с помощью приближенных формул и методов подобия или определяют экспериментально с помощью продувки [23, 24].

Пневматические тракты ручных ударных машин обычно имеют сложную геометрию, а их рабочие камеры небольшой объем; метод продувки в этом случае становится весьма трудоемким, к тому же он сопряжен с внесением значительных изменений в конструкцию машины.

В данном расширении предложен метод расчета коэффициентов расхода ручной ударной машины по ее индикаторной диаграмме – зависимости давлений в рабочих камерах от времени цикла. В качестве примера приведен расчет коэффициентов нагнетания и истечения для типового пневматического отбойного молотка второго типоразмера МО-2М производства ТЭМЗ.

Идея метода состоит в следующем. Пусть ручная ударная машина работает в строго периодическом режиме. Зарегистрируем средний расход воздуха и зависимость давлений в ее рабочих камерах от времени. Используя метод индикаторных диаграмм (2.2), определим перемещение ударника, корпуса и объемы рабочих камер машины. Для каждой из камер, исходя из положения ударника и клапана воздухораспределительного механизма, разобьем рабочий цикл на интервалы нагнетания и истечения. На этих интервалах при помощи уравнений термодинамики открытых систем определим коэффициенты расхода.

Для вывода расчетных формул рассмотрим следующую термодинамическую задачу.

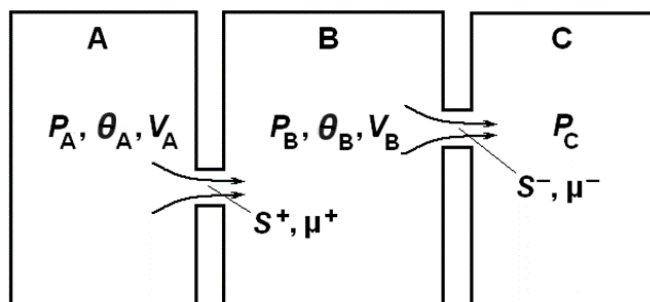


Рис. 2.4 – Схема для расчета коэффициента истечения

P, θ, V – давление, температура и объем соответствующей камеры; S^+, μ^+ – площадь сечения и коэффициент нагнетания; S^-, μ^- – площадь сечения и коэффициент истечения; стрелками показано движение воздуха

Пусть имеются три камеры переменного объема А, В и С, показанные на рис. 2.4.

Из камеры А происходит нагнетание сжатого воздуха в камеру В и одновременно из камеры В воздух истекает в камеру С.

Имеются зависимости термодинамических параметров от времени t :

- для камеры А: давления P_A , температуры θ_A и объема V_A ;
- для камеры В: давления P_B и объема V_B ;
- для камеры С: давления P_C .

Для канала нагнетания известна площадь поперечного сечения канала нагнетания S^+ и коэффициент расхода μ^+ . Для канала истечения известна площадь поперечного сечения S^- .

Требуется найти коэффициент расхода истечения μ^- .

Считаем воздух идеальным газом, а процессы в камерах квазистатическими. Теплообмен с окружающей средой отсутствует. Тогда термодинамические процессы в каждой из камер описываются системой дифференциальных уравнений (2.6).

Для удобства расчетов введем новые обозначения в этих уравнениях: $\theta_c \rightarrow \theta_{\rightarrow}$, $P_c \rightarrow P_{\rightarrow}$, $P \rightarrow P_{\leftarrow}$. Под P_{\rightarrow} и θ_{\rightarrow} будем понимать давление и температуру воздуха в камере, откуда истекает воздух, а под P_{\leftarrow} – давление в камере, куда поступает воздух.

Расходы рассчитывается по формуле Сен-Венана и Ванцеля (2.16), которая принимает вид:

$$G = \mu S P_{\rightarrow} \varphi(\sigma), \quad \sigma = \frac{P_{\leftarrow}}{P_{\rightarrow}}, \quad (2.18)$$

где S – площадь поперечного сечения канала, по которому течет воздух.

Пусть значения термодинамических параметров в камерах А, В и С определены с шагом по времени Δt . Выберем три последовательных момента времени t_i , $i = 1, 2, 3$. Тогда, переходя в уравнениях (2.6) к конечным разностям, получим

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\Delta P_{B1}}{\Delta t} = \frac{k}{V_{B1}} \left[R G_1^+ \theta_{A1} - R \mu^- b_1 \sqrt{\theta_{B1}} - P_{B1} \frac{\Delta V_{B1}}{\Delta t} \right], \\ \frac{\Delta P_{B2}}{\Delta t} = \frac{k}{V_{B2}} \left[R G_2^+ \theta_{A2} - R \mu^- b_2 \sqrt{\theta_{B2}} - P_{B2} \frac{\Delta V_{B2}}{\Delta t} \right], \\ \frac{\Delta \theta_{B1}}{\Delta t} = \frac{\theta_{B1}}{V_{B1}} \left[\frac{R}{P_{B1}} \{ (k \theta_{A1} - \theta_{B1}) G_1^+ - (k-1) \mu^- b_1 \sqrt{\theta_{B1}} \} - (k-1) \frac{\Delta V_{B1}}{\Delta t} \right], \\ b_i = S^- P_{Bi} \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \varphi(\sigma_i), \end{array} \right. \quad (2.19)$$

где двойной индекс указывает наименование камеры и момент времени; θ_{Bi} – температура в камере В; $\Delta V_{Bi} = V_{B,i+1} - V_{Bi}$, $\Delta P_{Bi} = P_{B,i+1} - P_{Bi}$, $\sigma_i = P_{Ci}/P_{Bi}$.

Производя преобразования, приходим к выражению:

$$\mu^- = H_1 \sqrt{\frac{G_1^+}{G_1^+ \theta_{A1} + \frac{k-1}{kR\Delta t} [kP_{B1}\Delta V_{B1} + \Delta P_{B1}V_{B1}] + \frac{P_{B1}V_{B1}}{R\Delta t} \left[1 - \frac{H_2^2}{H_1^2}\right]}}, \quad (2.20)$$

$$H_i = \frac{1}{b_i} \left\{ G_i^+ \theta_{Ai} - \frac{P_{Bi} \Delta V_{Bi}}{R\Delta t} - \frac{P_{Bi} V_{Bi}}{kR\Delta t} \right\}.$$

Формула (2.20) дает решение рассматриваемой термодинамической задачи.

Применим это решение для расчета коэффициентов расхода пневматического отбойного молотка МО-2М, схема которого показана на рис. 2.1.

Воспользуемся экспериментальными данными, приведенными в работе [4]. Молоток испытывался на стенде по ГОСТ Р 55162 при давлении сжатого воздуха $P_c = 0,4$ МПа, усилия нажатия $F_H = 250$ Н и средней скорости внедрения инструмента (пики) $v_{cp} = 1,8 \pm 0,2$ см/с.

Рабочие параметры молотка, определенные при испытании, составили: энергия удара $A = 29,7$ Дж, частота ударов $f = 19,38$ с⁻¹, ударная мощность $N = 575,7$ Вт, расход свободного воздуха $Q = 1,0$ м³/мин, глубина внедрения пики за удар $\Delta = 0,93$ мм, импульс обратного удара $J = 1,57$ Н·с, коэффициент отскока корпуса молотка от пики $\lambda_c = 0,23$.

Таблица 2.2 – Исходные данные для расчета

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение
Давление воздуха в сети	P_c	ати	4,0
Температура сетевого и атмосферного воздуха	θ_c	°С	20
Атмосферное давление	P_a	мм. рт. ст.	740
Усилие нажатия	F_H	Н	250
Масса корпуса молотка	M_k	кг	6,70
Масса рукоятки молотка	M_p	кг	1,35
Глубина внедрения инструмента за удар	Δ	мм	0,93
Импульс обратного удара	J	Н·с	1,57
Коэффициент отскока корпуса от пики	λ_k	-	0,23
Коэффициент отскока ударника от пики	λ	-	0,25
Масса ударника	m	кг	0,432
Диаметр ударника	d_y	мм	31,97
Длина ударника	l_y	мм	85
Длина корпуса молотка	L_k	мм	330
Длина хвостовика пики	$l_{хв}$	мм	70
Диаметр хвостовика пики	$d_{хв}$	мм	23,90
Внутренний диаметр буксы	D_b	мм	24,05
Диаметр отверстия в промзвене под пусковой вентиль	D_v	мм	14,05
Диаметр пускового вентиля	d_v	мм	13,97
Диаметр центрального канала корпуса	D_c	мм	32,03
Ход клапана	h	мм	1,25
Диаметр входного отверстия в молоток	D_0	мм	12,0
Диаметр окна нагнетания в камеру рабочего хода	$D_{рх}$	мм	18,60
Диаметр окна нагнетания в камеру холостого хода	$D_{хх}$	мм	15,00
Диаметр выхлопных каналов молотка	$D_{вых}$	мм	7,0
Количество выхлопных каналов	$N_{вых}$	-	9
Объем входной камеры молотка	V_0	м ³	$2,52 \cdot 10^{-5}$
Мертвый объем камеры рабочего хода с дополнительным каналом	$V_{1м}$	м ³	$1,01 \cdot 10^{-5}$
Мертвый объем камеры холостого хода с каналами подачи воздуха	$V_{2м}$	м ³	$3,68 \cdot 10^{-5}$
Шаг выборки по времени	Δt	с	0,001

Будем рассматривать отбойный молоток как трехкамерную систему [4, 22], которая включает в себя (рис. 2.1): входную камеру – объем полости под пусковым вентилем 7 и каналы соединения ее с воздухораспределением; камеру рабочего хода – объем центрального канала корпуса от заднего торца ударника 4 до клапана 10; камеру холостого хода – объем центрального канала от соударяемого торца ударника до буксы 3 и хвостовика пики 1.

В корпусе молотка МО-2М есть дополнительный канал, соединенный с камерой рабочего хода, который ударник в процессе своего движения может закрывать. Соответственно, объем этого канала включается или исключается из объема камеры. Также в корпусе молотка имеются два канала подачи воздуха на холостой ход, объем которых следует включить в камеру холостого хода.

На рис. 2.5, *a* представлена индикаторная диаграмма молотка МО-2М. По острому пику давления в камере холостого хода P_1 определяем момент удара. По давлению во входной камере P_0 находим участки переброски клапана на холостой ход AB , EF и участок переброски клапана на рабочий ход CD .

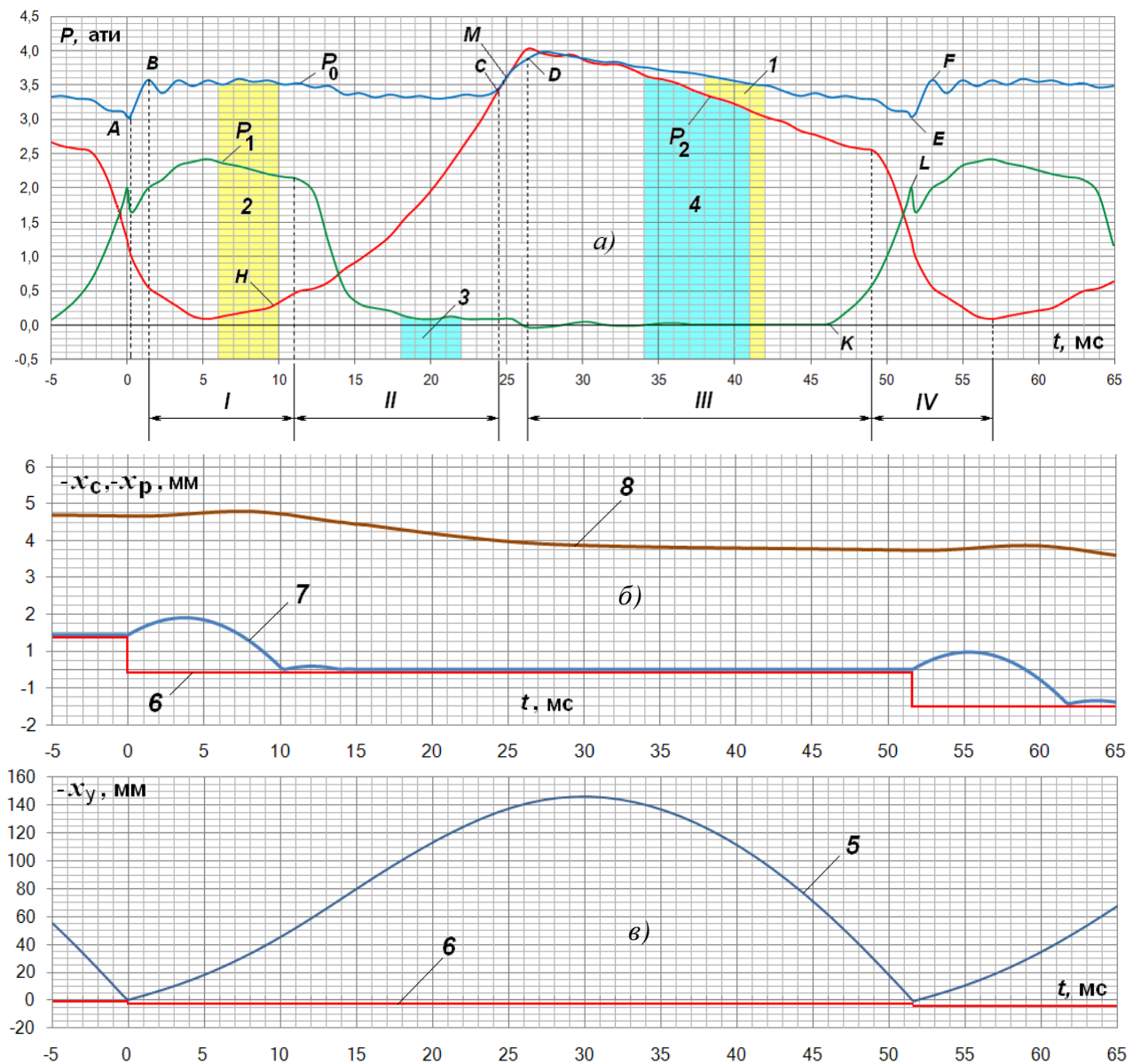


Рис. 2.5 – Экспериментальная индикаторная диаграмма отбойного молотка МО-2М при сетевом давлении сжатого воздуха 0,4 МПа (*a*)

и расчетные кривые перемещения рукоятки, ствола и инструмента (*б*), ударника и пики (*в*)

P_0 – давление во входной камере; P_1 – давление в камере холостого хода; P_2 – давление в камере рабочего хода; нуль времени t совмещен с моментом удара ударника по инструменту; участки AB и EF соответствуют переброске клапана на холостой ход; участок CD – переброске на рабочий ход; HC и KL – участки адиабатического сжатия в камерах молотка; 1, 2, 3, 4 – временные интервалы для расчета коэффициентов расхода; I – интервал нагнетания в камеру холостого хода без выхлопа; II – интервал выхлопа из камеры холостого хода; III – интервал нагнетания в камеру рабочего хода без выхлопа; IV – интервал выхлопа из камеры рабочего хода; 5, 6, 7, 8 – соответственно перемещение ударника, пики, корпуса и рукоятки молотка

Для определения объемов камер воспользуемся методом индикаторных диаграмм и кинематическим расчетом движения ствола.

При испытании молоток работал строго периодически в основном режиме 1:1 [2, 20] с посадкой на бурт пики в каждый цикл и последующим выстоем на бурте до момента удара.

Следовательно, координата ударника x и его скорость определяются соотношениями:

$$\begin{aligned} x(t) &= v_0 t + \frac{S}{m} \int_0^t (P_2(\tau) - P_1(\tau))(t - \tau) d\tau, \quad v_y = v_{cp} + \frac{S}{mT} \int_0^T (P_2(t) - P_1(t)) t dt \\ v_0 &= v_{cp} + \frac{S}{mT} \int_0^T (P_2(t) - P_1(t))(T - t) dt, \quad \lambda = \left| \frac{v_0}{v_y} \right|, \end{aligned} \quad (2.21)$$

где $T = 51,6$ мс – длительность цикла молотка.

В результате расчетов по формулам (2.21) получено: $v_y = 11,73$ м/с, $v_0 = -2,97$ м/с; $\lambda = 0,25$; график зависимости координаты ударника от времени представлен на рис. 2.5, б.

На рис. 2.5, в показаны кривые перемещения рукоятки и корпуса молотка, полученные с помощью пакета прикладных программ «HAMMER» [26] при параметрах виброизолятора $c = 60$ кН/м и $r = 50$ Н·с/м [4].

Исходя их координат корпуса, ударника и инструмента молотка, объемы рабочих камер могут быть рассчитаны следующим образом:

- объем входной камеры $V_0(t) \cong const$ – постоянен, т.к., при размахе колебаний рукоятки относительно корпуса 1,5 мм (см. рис. 2.5, б) и соответствующем перемещении пускового вентиля, изменение объема камеры много меньше его среднего значения;
- объем камеры холостого хода: $V_1(t) = S_k(x(t) - x_k(t)) + S_6(x_c(t) - x_n(t)) + V_{1м}$,
- объем камеры рабочего хода: $V_2(t) = S_k(L_k - l_y - l_{хв} + x_k(t) - x(t)) + V_{2м}$,

где S_k и S_6 – площадь поперечного сечения центрального канала корпуса и площадь сечения буксы молотка; $V_{1м}$ – мертвый объем камеры, включающий объем между корпусом, пикой и носиком ударника и два канала подачи воздуха на холостой ход; $L_k, l_y, l_{хв}$ – длины корпуса молотка, ударника и хвостовика инструмента; $V_{2м}$ – мертвый объем камеры, включающий дополнительный канал и выборку в седле клапанной коробки.

Теперь имеются все необходимые соотношения, чтобы приступить к определению коэффициентов расхода. Исходные данные для расчета представлены в таблице 2.2.

Ниже изложен алгоритм расчета коэффициентов расхода отбойного молотка.

1. По давлению P_0 и известному расходу воздуха молотка Q , м³/мин, рассчитываем коэффициент нагнетания из сети во входную камеру μ_0 :

$$\mu_0 = \frac{Q \rho_{20}}{60 T m_{вх}}, \quad m_{вх} = \int_0^T G(t) dt, \quad (2.22)$$

где ρ_{20} – плотность воздуха при нормальных условиях; $m_{вх}$ – масса воздуха, вошедшего в молоток за цикл; $G(t)$ – расход воздуха по формуле (2.18); при расчете принято: $\mu = 1,0$, $P_{\rightarrow} = P_c$, $\theta_{\rightarrow} = \theta_c$, $P_{\leftarrow} = P_0$, $S_0 = \pi(D_0/2)^2$.

Получаем значение коэффициента нагнетания из сети $\mu_0 = 0,261$.

2. На индикаторной диаграмме рис. 2.5, а выберем участок III, когда происходит нагнетание воздуха в камеру рабочего хода, но нет выхлопа из нее. На этом участке возьмем интервал 4 и по нему произведем расчет коэффициента нагнетания в камеру рабочего хода μ_{01} .

При расчете по формуле (2.20) следует положить:

$$P_A = P_c, \quad \theta_A = \theta_c, \quad P_B = P_0, \quad V_B = V_0, \quad \Delta V_B = 0, \quad P_C = P_2.$$

Минимальное сечение тракта нагнетания в камеру рабочего хода находится в клапанном блоке и представляет собой боковую поверхность цилиндра, проходящего через край окна нагнетания перпендикулярно плоскости клапана [9]; ее площадь равна $S^- = \pi D_{рх} h$.

При расчете расхода нагнетания G^+ принято: $S^+ = S_0$, $\mu = \mu_0$, $P_{\rightarrow} = P_c$, $\theta_{\rightarrow} = \theta_c$, $P_{\leftarrow} = P_0$.

Расчет выполнен для 5 моментов времени, входящих в интервал 4, среднее арифметическое результата: $\mu_{01} = 0,504$.

3. На индикаторной диаграмме выберем участок I , когда при нагнетании в камеру холостого хода в ней также нет выхлопа, и дополнительно интервал 2, по которому произведем расчет коэффициента нагнетания в камеру холостого хода μ_{02} .

В данном случае в формуле (2.20) принимаем:

$$P_A = P_C, \theta_A = \theta_C, P_B = P_0, V_B = V_0, \Delta V_B = 0, P_C = P_1.$$

Аналогично п. 2 площадь минимального сечения нагнетания в камеру холостого хода равна $S^- = \pi D_{xx} h$. Расход нагнетания G^+ рассчитывается аналогично п. 2.

Среднее арифметическое результата для 5 моментов времени равно $\mu_{02} = 0,369$.

4. Выхлоп сжатого воздуха в атмосферу из камер рабочего и холостого хода молотка производится по единому тракту, поэтому коэффициенты истечения у камер равны: $\mu_{1a} = \mu_{2a}$.

Выберем на индикаторной диаграмме участок II , на котором происходит выхлоп из камеры холостого хода в атмосферу, а в нем интервал 3 из 5 точек.

Вычислим температуру во входной камере по формуле:

$$\theta_{0i} = \left[\frac{1}{\mu_{01} b_i} \left\{ G_i^+ \theta_c - \frac{\Delta P_{0i} V_0}{kR\Delta t} \right\} \right]^2. \quad (2.23)$$

Для расчета по формуле (4) принимаем:

$$P_A = P_0, \theta_A = \theta_0, P_B = P_1, V_B = V_1, P_C = P_a.$$

Общее поперечное сечение выхлопных каналов молотка $S^- = \pi N_{\text{вых}} (D_{\text{вых}}/2)^2$.

Расход нагнетания G^+ по формуле (2.18) вычисляем для $S^+ = \pi D_{xx} h$, $\mu = \mu_{02}$, $P_{\rightarrow} = P_0$, $\theta_{\rightarrow} = \theta_0$, $P_{\leftarrow} = P_1$.

Результат расчета: $\mu_{2a} = 0,445$.

5. Из камеры холостого хода происходит утечка сжатого воздуха в атмосферу через зазор между буксой и хвостовиком пики. Этот расход не был учтен в расчете по п. 4, поскольку площадь сечения утечки на два порядка меньше площади сечения выхлопа молотка.

Тем не менее, для этой утечки можно определить коэффициент расхода $\mu_{2п}$. Выберем на индикаторной диаграмме участок I , когда нагнетание в камеру холостого хода происходит без выхлопа из нее, а в нем интервал 2. По формуле (2.23) определим температуру во входной камере, а при расчете по формуле (2.20) примем давления и температуру в камерах А, В и С аналогично п. 4.

Площадь кольцевого зазора между хвостовиком пики и буксой молотка равна $S^- = \pi(D_6/2)^2 - \pi(d_{хв}/2)^2$. Расход нагнетания G^+ по формуле (2.18) рассчитываем для $S^+ = \pi D_{xx} h$, $\mu = \mu_{01}$, $P_{\rightarrow} = P_0$, $\theta_{\rightarrow} = \theta_0$, $P_{\leftarrow} = P_1$.

Результат расчета: $\mu_{1п} = 0,632$.

6. Между камерами рабочего и холостого хода происходит переток сжатого воздуха по зазору между поршневой частью ударника и корпусом молотка. Поскольку тракт движения воздуха в обе стороны одинаков, коэффициенты расхода тоже одинаковы: $\mu_{12} = \mu_{21}$. Этот расход не учтен в расчетах по пп. 2, 3 и 4, т.к. поперечная площадь зазора много меньше площади сечения нагнетания в камеры рабочего и холостого хода и площади сечения выхлопа из них.

Для расчета коэффициента расхода перетока между камерами выберем участок индикаторной диаграммы III , когда при нагнетании сжатого воздуха в камеру рабочего хода нет выхлопа. Дополнительно выберем интервал 4.

По формуле (2.23), подставляя μ_{01} вместо μ_{02} , определяем температуру во входной камере θ_0 , а для расчета по формуле (2.20) принимаем:

$$P_A = P_0, \theta_A = \theta_0, P_B = P_2, V_B = V_1, P_C = P_1.$$

Площадь зазора между корпусом и ударником $S^- = \pi (D_c./2)^2 - \pi (d_y./2)^2$.

В формулу (2) подставляем: $S^+ = \pi D_{px} h$, $\mu = \mu_{01}$, $P_{\rightarrow} = P_0$, $\theta_{\rightarrow} = \theta_0$, $P_{\leftarrow} = P_1$.

Результат расчета – среднее значение по 8 точкам: $\mu_{12} = \mu_{21} = 0,165$.

7. Определим также коэффициент истечения μ_{0a} из входной камеры в атмосферу через зазор между поршнем вентиля и промежуточным звеном. На индикаторной диаграмме выберем точку M (см. рис. 2.5, a). В этой точке давления во входной камере и в камере рабочего хода равны, и, значит, между камерами нет движения воздуха. Во входной камере идут только процессы нагнетания из сети и истечения в атмосферу.

Для формулы (2.20) имеем:

$$P_A = P_c, \theta_A = \theta_c, P_B = P_0, V_B = V_0, P_C = P_a.$$

Площадь зазора между поршнем вентиля и корпусом молотка $S^- = \pi (D_B./2)^2 - \pi (d_B./2)^2$.

В формуле (2): $\mu = \mu_0$, $P_{\rightarrow} = P_c$, $\theta_{\rightarrow} = \theta_c$, $P_{\leftarrow} = P_0$.

Результат расчета: $\mu_{0a} = 0,907$.

Итак, предложенным методом для индикаторной диаграммы отбойного молотка МО-2М получены коэффициенты нагнетания и истечения из его рабочих камер.

К сожалению, метод не позволяет рассчитать коэффициенты нагнетания из входной камеры в сеть и из камеры рабочего хода во входную камеру молотка, т.к. в обоих случаях неизвестна температура в камере истечения (камера А на рис. 2.4).

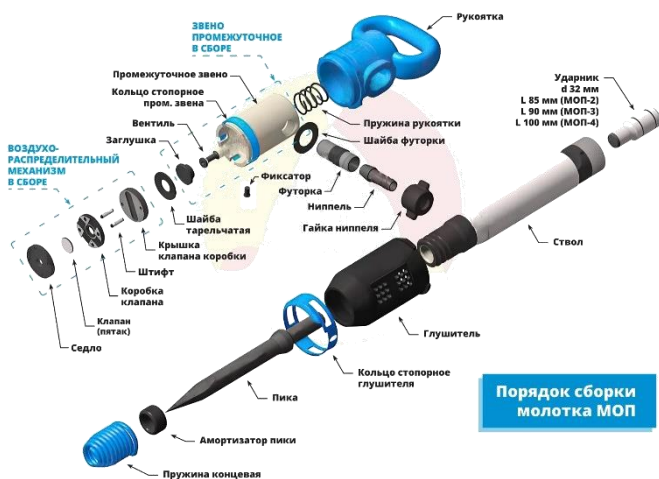
Следует отметить, что процессы обратного истечения сжатого воздуха в сеть (рекуперации) занимают весьма небольшую часть цикла молотка: на рис. 2.5, a – интервал между 25 и 27 мс. В формуле (7) мы пренебрегли этим нагнетанием из входной камеры.

Оценим погрешность неучтенной рекуперации, полагая коэффициент истечения в сеть максимально возможным: $\mu_{0c} = 1,0$. Положим площадь сечения нагнетания $S^+ = S_0$ и температуру во входной камере $\theta_0 = \theta_c$. Истечение в сеть происходит в течение $\Delta t = 1$ мс, давление в камере $P_0 = 4,1$ ати. Соответственно, погрешность равна:

$$\frac{60G\Delta t}{QT\rho_{20}} \cdot 100\% = 1,4\%.$$

Как показывают оценки, полученные на модели отбойного молотка [22], построенной с помощью уравнений термодинамики открытых систем, погрешности расчета коэффициентов расхода данным методом не превышают 10 % при $\Delta t \sim 0,1$ мс. Если при регистрации индикаторной диаграммы исключить утечки из камер, можно определить коэффициенты нагнетания μ_{01} , μ_{02} и истечения μ_{1a} , μ_{2a} с погрешностью менее 5 %.

Полагаем, что предложенный метод послужит удобным инструментом при построении математических моделей, расчетах внутренних процессов, исследовании динамики и проектировании пневматических машин ударного действия.



**Пневматический отбойный молоток –
всего 25 деталей...
А сколько в нем науки!**



Москва. Большая кольцевая линия метро, станция Скольники

ЭТЮД № 3

Необходимое усилие нажатия

Пусть пневматическая ударная машина работает в устойчивом периодическом режиме при постоянных параметрах нагружения: предполагается постоянство во времени давления и температуры сжатого воздуха в сети, усилия нажатия и прочностных характеристик разрушаемого объекта обработки (материала).

Пусть период движения ударника машины равен T , и при каждом ударе рабочий инструмент машины внедряется в разрушаемый материал на одинаковое расстояние Δ .

Полагая, что силы трения между корпусом и ударником, корпусом и инструментом пренебрежимо малы по сравнению с пневматическими силами, рассмотрим движение ударника на временном отрезке $t \in [0, T]$, считая от момента удара.

Уравнение движения ударника и его решение получено в Этюде № 2:

$$\begin{aligned}
 x(t) &= x_0 + v_0 t + \frac{at^2}{2} + \int_0^t f(\tau)(t - \tau) d\tau, \\
 \dot{x}(t) &= v_0 + at + \int_0^t f(t) dt, \\
 v_y &= v_{cp} + \frac{aT}{2} + \frac{1}{T} \int_0^T f(t) t dt, \quad v_0 = v_{cp} - \frac{aT}{2} - \frac{1}{T} \int_0^T f(t)(T - t) dt,
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

где обозначения соответствуют принятым в формуле (2.2).

Согласно закону сохранения количества движения при ударе, рабочему инструменту передается импульс \mathcal{J} :

$$mv_y = \mathcal{J} + mv_0.$$

Используя соотношения (3.1), получаем:

$$\mathcal{J} = m(v_y - v_0) = maT + \int_0^T f(t) dt. \tag{3.2}$$

Рассмотрим цикл ударной машины (пневматического отбойного молотка), показанной на рис. 2.1.

Пусть центр масс машины следует за внедряющимся инструментом, также совершая колебания с периодом T , а корпус машины не испытывает ударных взаимодействий с инструментом. Тогда машина работает в плавающем режиме [2, 20].

Внешними силами, действующими на ударную машину в данном случае, являются: усилие нажатия F_H , проекция веса машины на ось движения ударника F_W , сила реакции от импульса, передаваемого инструменту F_J , сила реакции от давления сжатого воздуха на хвостовик инструмента F_P , а также сила сопротивления, связанная с импедансом руки человека-оператора F_Z ³¹.

Согласно теореме о движении центра масс, запишем уравнение для количества движения машины:

$$\mathbf{M}V + \int_{t^*}^{t^*+T} (F_H + F_W + F_Z - F_J - F_P)dt = \mathbf{M}V, \quad (3.3)$$

где \mathbf{M} – масса ударной машины без рабочего инструмента; V – скорость центра масс в момент $t^* \neq 0$ (скорость центра масс является разрывной функцией времени в момент удара).

Поскольку движение всех масс, входящих в состав ударной машины, считаем периодическим с периодом T , то скорость рукоятки \dot{x}_p можно представить в виде ряда Фурье:

$$\dot{x}_p(t) = \sum_{i=0}^{\infty} v_p(\omega) \cos(\omega t + \varphi(\omega)),$$

где v_p , φ – амплитуда и фаза i -ой гармоники с частотой $\omega = 2\pi i/T$.

Тогда сила F_Z определится выражением:

$$F_Z(t) = \sum_{i=0}^{\infty} Z(\omega) v_p(\omega) \cos(\omega t + \varphi(\omega)),$$

а импульс, который она передает ударной машине за время T , будет равен:

$$\begin{aligned} \int_{t^*}^{t^*+T} F_Z(t)dt &= \int_{t^*}^{t^*+T} \left\{ \sum_{i=0}^{\infty} Z(\omega) v_p(\omega) \cos(\omega t + \varphi(\omega)) \right\} dt = \\ &= \sum_{i=0}^{\infty} \int_{t^*}^{t^*+T} Z(\omega) v_p(\omega) \cos(\omega t + \varphi(\omega)) dt = v_{cp} Z(0) T = 0, \end{aligned}$$

т.к. импеданс на нулевой частоте равен нулю.

Поскольку усилие нажатия постоянно, $F_W = \mathbf{M}a$ и $\int_0^T F_J dt = J$, из (3.3) получаем:

$$F_H T + \mathbf{M}aT - J - J_0 = 0. \quad (3.4)$$

где $J_0 = \int_0^T F_P(t)dt = \int_0^T S_0 P_1(t)dt$ – импульс сил давления³² на хвостовик инструмента за период; S_0 – площадь поперечного сечения бусы молотка.

³¹ Реакция оператора заменяется механической системой с соответствующим импедансом. Ее вес включен в статическое усилие нажатия F_H .

³² Рассматривается избыточное давление (над атмосферным).

Для отбойного молотка пневматическая сила, действующая на ударник, равна (см. также рис. 2.2):

$$F(t) = S(P_2(t) - P_1(t)).$$

Подставим силу $F(t)$ в уравнение (3.3):

$$F_H T + \mathbf{M} a T - m a T + \int_0^T S(P_2(t) - P_1(t)) dt - S_0 \int_0^T P_1(t) dt = 0.$$

Отсюда следует формула для определения усилия нажатия плавающего режима ударной машины:

$$F_H = \frac{1}{T} \int_0^T \{P_2(t)S - P_1(t)(S - S_0)\} dt - a(\mathbf{M} - m). \quad (3.5)$$

Выражение, стоящее в фигурных скобках, есть сила, действующая на корпус машины.

Таким образом, усилие нажатия плавающего режима есть среднее значение силы, действующей на корпус, за вычетом проекции веса всех масс ударной машины на направление движения ударника без массы самого ударника.

Ударник увеличивает необходимое усилие нажатия, поскольку его вес «выводится» из машины вместе с ударным импульсом.

Когда машина располагается горизонтально $\alpha = 0$, а площадь хвостовика инструмента $S_0 \cong 0^{33}$, то

$$F_H = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) dt = \frac{J}{T} = \frac{m v_y (1 + \lambda)}{T} = \frac{\sqrt{2mA}}{T} (1 + \lambda),$$

где $\lambda = |v_o/v_y|$ – коэффициент отскока ударника от инструмента; $A = m v_y^2 / 2$ – энергия удара машины.

Если к тому же ударник не испытывает отскока, т.е. $\lambda = 0$, получаем известную формулу [1, 2], связывающую минимально возможное усилие нажатия Q_{min} с энергией удара:

$$F_{H,min} = \frac{\sqrt{2mA}}{T}.$$

Обсудим полученные результаты применительно к пневматическому отбойному молотку.

Отбойные молотки преимущественно работают вертикально вниз или под небольшим углом отклонения от вертикали. Хвостовик рабочего инструмента молотка входит внутрь корпуса и $S_0 \neq 0$, поэтому усилие нажатия плавающего режима следует определять по формуле (3.5), которую можно преобразовать к следующему виду:

$$F_{H,min}^M = \frac{\sqrt{2mA}}{T} (1 + \lambda) + \frac{J_0}{T} - a(\mathbf{M} - m). \quad (3.6)$$

Формула (3.6) задает минимально возможное усилие нажатия на отбойный молоток для его устойчивой работы.

³³ Инструмента с нулевой площадью поперечного сечения не существует.

Если усилие нажатия будет меньше $F_{н,мин}^M$, то корпус начнет отходить от рабочего инструмента, и работа молотка станет неустойчивой (молоток самопроизвольно выключается).

Если усилие нажатия будет больше $F_{н,мин}^M$, то корпус начнет догонять бурт рабочего инструмента и испытывать ударные взаимодействия с ним. При этом появятся дополнительные внешние силы, действующие на молоток, связанные с отскоком корпуса от бурта и обратными ударами инструмента по корпусу машины.

Строго говоря, формулы (3.5) и (3.6) справедливы при заземленном рабочем инструменте, когда силы трения не позволяют ему перемещаться в направлении к корпусу машины. Если инструмент свободен, то он имеет возможность отскакивать от забоя и наносить удары по корпусу молотка при любом усилии нажатия. В таком случае, усилий, определяемых по этим формулам, может оказаться недостаточно для устойчивой работы ударной машины.

В таблице 3.1 представлены расчеты необходимого усилия нажатия для современных молотков и бетоноломов отечественного производства согласно формуле (3.6) при номинальном давлении 0,5 МПа.

Импульс давления обратного хода молотка можно заменить эквивалентным прямоугольным импульсом с амплитудой, равной половине сетевого давления P_c и длительностью $2/5$ периода (см. рис. 2.5). Соответственно, в расчетах принято³⁴

$$J = \frac{P_c S_0}{5} T. \quad (3.7)$$

В Таблице 3.1 представлены расчеты необходимого усилия нажатия для современных отечественных отбойных молотков и бетоноломов при работе вертикально вниз. Коэффициенты отскока ударников молотков приняты согласно [27].

Таблица 3.1 – Минимально необходимое усилие нажатия при работе ударной машины вертикально вниз и номинальном давлении сжатого воздуха 0,5 МПа (согласно паспортным данным завода-изготовителя)

Марка ударной машины	Завод-изготовитель	Энергия удара A , Дж	Период ударов T , мс	Масса ударной машины M , кг	Масса ударника t , кг	Коэффициент отскока ударника λ	Усилие нажатия $F_{н,мин}^M$, Н
МО-1Б	АО ТЭМЗ им. В. В. Вахрушева, $d = 32$ мм	31	36,4	8,0	0,379	0,29	141
МО-2Б		39	44,4	8,5	0,439	0,25	130
МО-3Б		44	51,1	9,0	0,471	0,23	116
МО-4Б		55	58,8	9,6	0,534	0,20	87
МОП-2	ТЗК, ТоМаш, $d = 32$ мм	39	44,4	7,4	0,439	0,25	141
МОП-3		44	51,1	7,8	0,471	0,23	128
МОП-4		55	58,8	8,5	0,534	0,19	98
МО-2К	КНР, $d = 38$ мм	43	62,5	10,0	0,929	0,04	104
Б-1	АО ТЭМЗ им. В. В. Вахрушева, $d = 38$ мм	65	52,6	13,1	0,919	0,07	147
Б-2		75	64,5	14,4	1,053	0,05	118
Б-3		95	76,9	14,9	1,186	0,03	111
БК-1	ТЗК, ТоМаш, $d = 38$ мм	65	52,6	11,5	0,919	0,07	163
БК-2		75	64,5	12,6	1,053	0,05	136
БК-3		95	76,9	12,3	1,186	0,03	136

Примечание: d – диаметр центрального канала корпуса (диаметр ударника).

³⁴ Рассматриваемые отбойные молотки и бетоноломы выполнены по единой схеме, предполагается подобие их индикаторных диаграмм.



ЭТЮД № 4

Источники вибрации отбойных молотков

Дополнения к анализу [4] в соответствии с новыми нормами локальной вибрации

Источниками вибрации отбойных молотков, и шире – машин ударного действия, мы называем физические процессы, связанные с взаимодействием конструктивных элементов машины друг с другом, объектом обработки и с человеком-оператором, вызывающие силовое, ударное или кинематическое возбуждение ее узлов и приводящие к возникновению вибрационных движений, передаваемых на руки оператора.

В настоящее время выявлено около 20 источников вибрации отбойных молотков [1-2, 28-31]. Источники вибрации проявляют себя по-разному в различных режимах работы ударной машины, при разных давлениях сжатого воздуха и разрушении объектов различной прочности. У каждого источника есть область действия, где он оказывает существенное влияние на вибрацию молотка и, соответственно, степень такого влияния.

В качестве количественной меры источника вибрации введем понятие его **интенсивности**, под которой будем понимать максимально возможный уровень вибрации (виброскорости или виброускорения), который источник способен возбудить в ударной машине применительно к данным условиям ее работы.

Будем считать существенными те источники, интенсивность которых превышает действующие Санитарные нормы на локальную вибрацию.

Конечно, понятие интенсивности источника есть абстракция: в реальных ударных машинах источники, как правило, проявляются группами, и оторвать один от другого невозможно. Кроме того, взаимодействие источников вибрации может привести как к возрастанию вибрации по сравнению с их суммарной интенсивностью, так и к ее уменьшению.

Однако в пользу понятия интенсивности необходимо высказать следующие соображения.

Во-первых, понятие интенсивности является средством выявления и исследования наиболее мощных физических механизмов вибрации, их математического и экспериментального моделирования. Оно позволяет на простых моделях установить, как на выявленный источник действуют различные факторы: давление сжатого воздуха, усилие нажатия, положение молотка в пространстве, коэффициент отскока ствола от бурта инструмента и т.п.

Во-вторых, большинство исследователей ударных машин фактически используют понятие интенсивности источника вибрации, не формализуя его. К таким оценкам следует отнести известные формулы для расчета виброскорости молотка в плавающем режиме [2, 20, 32], прогнозирование вибрационной характеристики молотка по скорости соударения корпуса с инструментом [33], анализ вибрации от действия обратных ударов [2, 34].

Таким образом, речь идет не ведении нового понятия, а о формализации старого, стихийно используемого.

Исходя из вышесказанного, в Таблице 4.1 представлен анализ источников вибрации пневматических отбойных молотков и их ранжирование по интенсивности и области действия.

Для анализа взят наиболее распространенный отечественный пневматический отбойный молоток МО-2Б производства АО «ТЭМЗ им. В. В. Вахрушева», работающий на стенде по ГОСТ Р 55162 при номинальном давлении сжатого воздуха 0,5 МПа и усилии нажатия 200 Н.

В качестве критерия существенности источника вибрации принят уровень среднеквадратичного значения скорректированного виброускорения 126 дБ_а (2 м/с²) и уровень среднеквадратичного значения скорректированной виброскорости 112 дБ_в (2 см/с)³⁵ (см. Приложение).

В отбойных молотках, как правило, доминирует продольная вибрация [28-29]. Рассмотрим ее источники.

1. Внутренняя возмущающая сила

При работе отбойного молотка на его корпус действует переменная сила F из-за изменения давлений сжатого воздуха в рабочих камерах (см. формулу 3.5)

$$F(t) = P_2(t)S - P_1(t)(S - S_0), \quad (4.1)$$

где P_2 , P_1 – давления в камере рабочего и холостого хода соответственно; S , S_0 – площади поперечного сечения центрального канала корпуса (ствола) молотка и буксы (площадь хвостовика инструмента), для рассматриваемого молотка МО-2Б: $S = 8,04 \text{ см}^2$, $S_0 = 4,52 \text{ см}^2$.

В установившемся режиме работы молотка на стенде эта сила является периодической с периодом $t_{ц} = 43,0 \text{ мс}$ ³⁶.

Разложим функцию F в ряд Фурье на отрезке $[0, t_{ц}]$ с началом в момент удара ударника по инструменту. Этот момент хорошо просматривается на индикаторных диаграммах молотков по резкому скачку давления в камере холостого хода и входной камере молотка (см. рис. 2.2, 2.3, 2.5).

Для оценки интенсивности источника вибрации воспользуемся подобием индикаторных диаграмм пневматических молотков при различных давлениях сжатого воздуха. Из подобия следует, что сила F пропорциональна величине избыточного давления.

В работе [4] представлен спектральный состав внутренней возмущающей силы молотка МО-2М³⁷ при давлении 0,4 МПа. Исходя из подобия, коэффициенты разложения функции F молотка МО-2Б при давлении сжатого воздуха 0,5 МПа могут быть рассчитаны из этого спектра умножением на 5/4. Полученные таким образом первые 10 гармоник внутренней возмущающей силы представлены в Таблице 4.2 (погрешность аппроксимации менее 5 %).

Поскольку частота ударов молотка 23,28 с⁻¹, то первая гармоника не попадает в октаву 8 Гц, поэтому среднеквадратичное значение скорректированной виброскорости V может быть найдено по формуле:

$$V = \sqrt{\sum_{i=1}^{10} \left[\frac{F_i}{2\omega_i M} \right]^2}, \quad (4.2)$$

где F_i – амплитуда i -ой гармоники с круговой частотой ω_i ; $M = 8,5 \text{ кг}$ – масса молотка.

По расчету получаем среднеквадратичное значение скорректированной виброскорости 39,0 см/с, его уровень 137,8 дБ_в, соответственно для виброускорения 39,0 м/с² и 151,8 дБ_а

³⁵ Современное нормирование вибрации использует параметр скорректированного значения виброускорения, а исследования ударных машин до настоящего времени оперировали показателями виброскорости. Числовое значение среднеквадратичного скорректированного виброускорения больше числового значения соответствующей скорректированной виброскорости в 100 раз, а его логарифмический уровень (относительно опорного значения) выше на 14 дБ (подробнее см. Приложение). Там, где это возможно, мы будем приводить оба значения – по виброускорению и виброскорости, а чтобы различать уровни в децибелах, указывать индекс «а» для виброускорения и индекс «в» для виброскорости.

³⁶ По данным лабораторных испытаний АО ТЭМЗ им. В. В. Вахрушева.

³⁷ Молоток МО-2М аналогичен по конструкции молотку МО-2Б.

Таблица 4.1 – Источники вибрации пневматических отбойных молотков

Наименование источника	Типичная область действия (условия эксплуатации)	Интенсивность, м/с^2 / дБа виброускорения	Интенсивность, см/с / дБ _v виброскорости	Факторы, влияющие на интенсивность источника
1	2	3	4	5
Источники продольной вибрации				
Внутренняя возмущающая сила (периодическое изменение давления сжатого воздуха в камерах ударной машины)	Всегда	39,0 151,8	39,0 137,8	Давление сжатого воздуха, усилие нажатия
Обратные удары инструмента по корпусу ударной машины	Всегда. Наибольшая интенсивность при работе по материалам высокой прочности (кирпичная кладка, каменный уголь, бетон, гранит)	6,6 136,5	6,6 122,5	Давление сжатого воздуха, энергия единичного удара
Скачкообразное внедрение инструмента в разрушаемый материал	При отсутствии защемления инструмента. Наибольшая интенсивность при разрушении материалов малой прочности (глина, мягкий уголь, асфальт)	5,2 134,3	5,2 120,3	Усилие нажатия, энергия удара, прочность разрушаемого материала и глубина внедрения инструмента за удар
Соударения корпуса ударной машины и инструмента, обусловленные движением корпуса («посадки» корпуса на неподвижный инструмент)	Всегда, за исключением случаев защемленного инструмента и значительных усилий нажатия, превосходящих амплитуду внутренней возмущающей силы.	-	-	Усилие нажатия, глубина внедрения инструмента за удар, коэффициент отскока корпуса от инструмента
Колебания давления под пусковым вентилем ударной машины	При наличии в конструкции машины продольного пускового клапана (вентиля)	3,2 130,2	3,2 116,2	Давление сжатого воздуха и его расход
Сотрясение корпуса ударной машины в момент удара бойка по хвостовику инструмента (за счет сил трения при продвижении корпуса вслед за инструментом)	Всегда при незащемленном инструменте	1,94 125,8	1,94 111,8	Скорость ударника и нецентренность удара
Удары бойка по корпусу (перемычке) машины	Нештатная работа ударной машины при значительном выходе инструмента из буксы (нет опоры инструмента на разрушаемый материал или нет продвижения корпуса вслед за инструментом)	-	-	Давление сжатого воздуха и скорость ударника
Удары бойка по задней стенке корпуса машины (по блоку воздухораспределения)	Нештатная работа ударной машины при отсутствии компрессии в камере рабочего хода из-за взаимного износа ударника и корпуса	-	-	Давление сжатого воздуха, коэффициент и скорость отскока ударника

Продолжение Таблицы 4.1

1	2	3	4	5
Удары клапана (золотника) по корпусу машины	Всегда, если переброска клапана осуществляется вдоль продольной оси ударной машины	0,88 118,9	0,88 104,9	Давление сжатого воздуха, ход и конечная скорость «посадки» клапана
Продольные колебания разрушаемого материала	Нетипичный источник	-	-	Нет исследований
Источники поперечной вибрации				
Нецентральные удары по хвостовику инструмента	Износ ударника и/или центрального канала корпуса ударной машины, буксы или хвостовика инструмента, неправильная геометрия соударяемого торца инструмента (бугры, скосы, изломы)	-	-	Нет исследований
Реактивное действие выхлопной струи	Если выхлоп направлен только в одну сторону	-	-	Нет исследований
Пульсации воздухоподводящего рукава	Всегда	-	-	Нет исследований
Поперечные колебания обрабатываемого материала	Нетипичный источник	-	-	Нет исследований
Удары хвостовика инструмента по боковой стенке направляющей буксы	При износе буксы и/или при заниженном диаметре хвостовика инструмента	-	-	Нет исследований
Несовпадение равнодействующей сил сопротивления обрабатываемой среды с осью цилиндра ударной машины и инструмента	Нетипичный источник. Изогнутая или несимметрично изношенная пика, скол обрабатываемого материала («косой» удар)	-	-	Нет исследований

Таблица 4.2– Спектральный состав пневматических сил молотка МО-2Б

Номер гармоники i	Частота, Гц	Максимальная амплитуда внутренней возмущающей силы F_i , Н	Максимальная амплитуда силы, действующей на пусковой вентиль молотка $F_{вi}$, Н
0	0	186,3	135,0
1	23,28	233,1	6,6
2	46,56	56,1	8,3
3	69,84	32,0	2,9
4	93,12	14,6	2,6
5	116,40	17,9	2,0
6	139,68	11,1	1,8
7	162,96	5,9	1,4
8	186,24	3,8	1,3
9	209,52	7,3	1,4
10	232,80	3,4	0,8

2. Обратные удары инструмента по корпусу ударной машины

При обратных ударах инструмента неизрасходованный на разрушение ударный импульс воздействует на корпус машины, вызывая его вибрацию. Величина этого импульса при работе отбойного молотка на стенде типа СОРП [14] (ГОСТ Р 55162) зависит от сжатия гидравлических тисков (см. рис. 1.4), геометрии и контактной жесткости соударяемых деталей [1, 35-36].

Пусть отбойный молоток массы \mathbf{M} с жестко прикрепленной к корпусу рукояткой работает вертикально вниз. Пусть далее в момент времени $t = 0$ он неподвижно «сидит» на бурте инструмента и получает импульс обратного удара \mathcal{J} . Тогда его скорость скачком изменится на \mathcal{J}/\mathbf{M} . В дальнейшем корпус будет двигаться под действием постоянного усилия нажатия F_H и веса молотка $\mathbf{M}g$, пока вновь не достигнет бурта инструмента.

Будем полагать, что инструмент защемлен (нет его внедрения в разрушаемый материал), и «посадка» корпуса происходит с нулевым коэффициентом отскока. Считаем также усилие нажатия достаточно большим, чтобы посадить ствол до момента удара по инструменту.

Тогда скорость ствола будет изменяться по закону:

$$v(t) = \begin{cases} -\frac{\mathcal{J}}{\mathbf{M}} + at, & t \in [0, \tau] \\ 0, & t \in]\tau, t_{ц}] \end{cases}, \quad (4.3)$$

где $a = g + F_H/\mathbf{M}$ – ускорение корпуса; $\tau = 2\mathcal{J}/(\mathbf{M}a)$ – время его движения.

Поскольку частота ударов молотка МО-2Б при давлении 0,5 МПа равна 23,28 с⁻¹, т.е. выше верхней границы октавы 8 Гц, то действующее значение виброскорости \mathbb{V} можно рассчитать по формуле:

$$\mathbb{V} = \sqrt{\frac{1}{t_{ц}} \int_0^{t_{ц}} v^2(t) dt - \left\{ \frac{1}{t_{ц}} \int_0^{t_{ц}} v(t) dt \right\}^2}. \quad (4.4)$$

Для модели (4.3) получаем:

$$\mathbb{V} = \sqrt{\frac{2}{3t_{ц}a} \left[\frac{\mathcal{J}}{\mathbf{M}} \right]^3}. \quad (4.5)$$

В литературе отсутствуют данные о величине импульса обратных ударов и коэффициенте отскока корпуса молотка при работе по различным материалам. Исключение составляет исследование [4], выполненное ИГД им. А. А. Скочинского совместно с машиностроительным заводом «Звезда» для пневматического отбойного молотка МО-2М, работающего на стенде СОРП при давлении сжатого воздуха 0,4 МПа и усилие нажатия 200 Н в диапазоне скоростей перемещения инструмента («пробивки» скалки стенда) 0,3...0,8 см/с.

На рис. 4.1 показана одна из экспериментальных виброграмм корпуса молотка при средней скорости перемещения скалки $v_{cp}=1,83$ см/с³⁸.

На графике хорошо просматривается скачок виброскорости при обратном ударе – отрезок АВ, треугольный импульс ВСD, вызываемый вибрацией от внедрения инструмента, «посадка» корпуса CD и связанный с ней затухающий многоударный процесс DEF.

Исходя из таких виброграмм, рассчитывались значения импульса обратного удара \mathcal{J} и коэффициента отскока корпуса от инструмента λ_c :

³⁸ГОСТ Р 55162 регламентирует среднюю скорость пробивки скалки 1,8±0,2 см/с.

$$J = M \cdot \Delta v, \quad \lambda_c = |v_2/v_1|,$$

где v_2, v_1 – скорости корпуса при посадке и отскоке; Δv – изменение скорости при обратном ударе; M – в данном случае масса корпуса молотка без рукоятки.

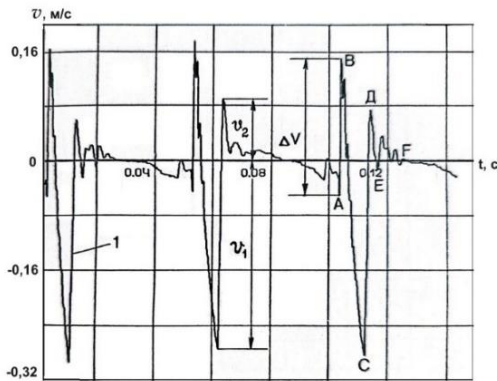


Рис. 4.1 – Виброграмма корпуса молотка МО-2М при средней скорости перемещения инструмента $v_{cp} = 1,84$ см/с ($\Delta = 0,95$ мм)

При малом внедрении инструмента за удар ($\Delta \sim 0,3$ мм, $v_{cp} = 0,6$ см/с) импульс обратного удара составляет $3,0$ Н·с, т.е. достигает 50 % от импульса, передаваемого пике ударником, а при больших скоростях перемещения пика $\sim 8,0$ см/с ($\Delta \sim 4,0$ мм) импульс обратного удара снижается до $0,4$ Н·с. При средней скорости пика $1,8 \pm 0,2$ см/с, регламентируемой ГОСТ Р 55162, импульс обратного удара находится в пределах $1,4 \dots 1,8$ Н·с.

Отметим, что за цикл работы молотка происходит только один обратный удар.

Инструментальная погрешность данного метода определения параметров ударных взаимодействий составила порядка 7 %, с учетом обработки виброграмм вручную – 10...15 %.

На основании таких виброграмм построены зависимости импульса обратного удара и коэффициента отскока корпуса молотка от глубины продвижения пика за один удар³⁹, показанные на рис. 4.2.

При малом внедрении инструмента за удар ($\Delta \sim 0,3$ мм, $v_{cp} = 0,6$ см/с) импульс обратного удара составляет $3,0$ Н·с, т.е. достигает 50 % от импульса, передаваемого пике ударником, а при больших скоростях перемещения пика $\sim 8,0$ см/с ($\Delta \sim 4,0$ мм) импульс обратного удара снижается до $0,4$ Н·с. При средней скорости пика $1,8 \pm 0,2$ см/с, регламентируемой ГОСТ Р 55162, импульс обратного удара находится в пределах $1,4 \dots 1,8$ Н·с.

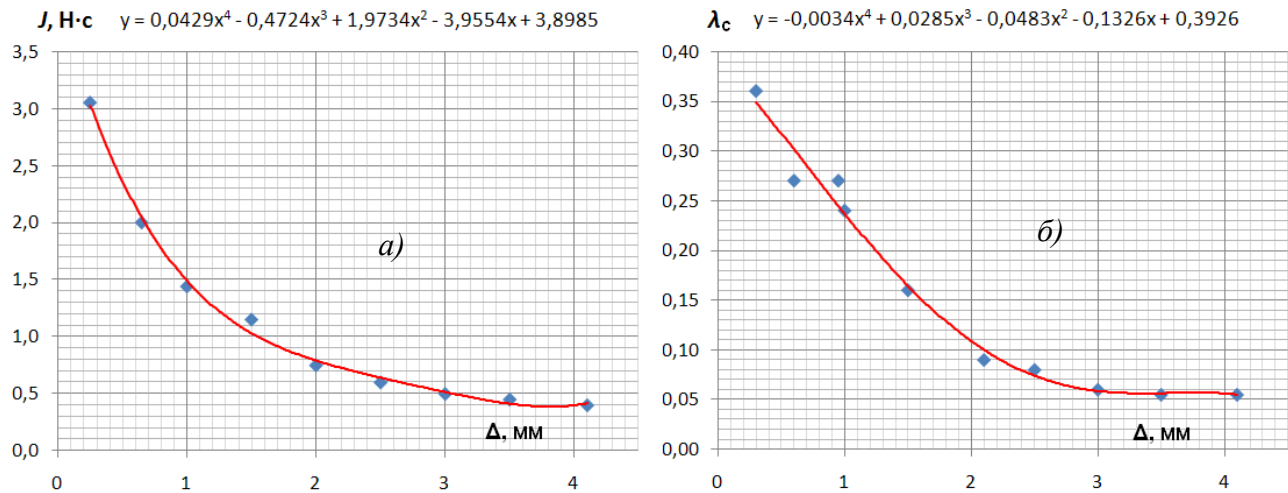


Рис. 4.2 – Зависимость импульса обратного удара J (а) и коэффициента отскока ствола λ_c (б) от глубины внедрения инструмента за удар Δ .

Вверху представлены аппроксимации экспериментальных данных

Сведения о величине этих параметров для других давлений сжатого воздуха, а также для других отбойных молотков и бетоноломов в литературе отсутствуют.

Понимая ограниченность представленных зависимостей, можно предположить, что импульс обратного удара молотка МО-2Б при давлении $0,5$ МПа, работающего на стенде, будет не меньше максимального значения, полученного для молотка МО-2М при той же скорости перемещения инструмента. При частоте ударов молотка $23,3$ с⁻¹ согласно зависимости рис.4.2, а получаем $\Delta = 0,77$ мм и $J = 1,8$ Н·с.

Соответственно, расчет по формуле (4.4) дает $6,6$ см/с и $122,5$ дБ_v ($6,6$ м/с² и $132,5$ дБ_a).

³⁹ Пика на стенде перемещается скачкообразно: ее продвижение заканчивается менее чем за 1 мс.

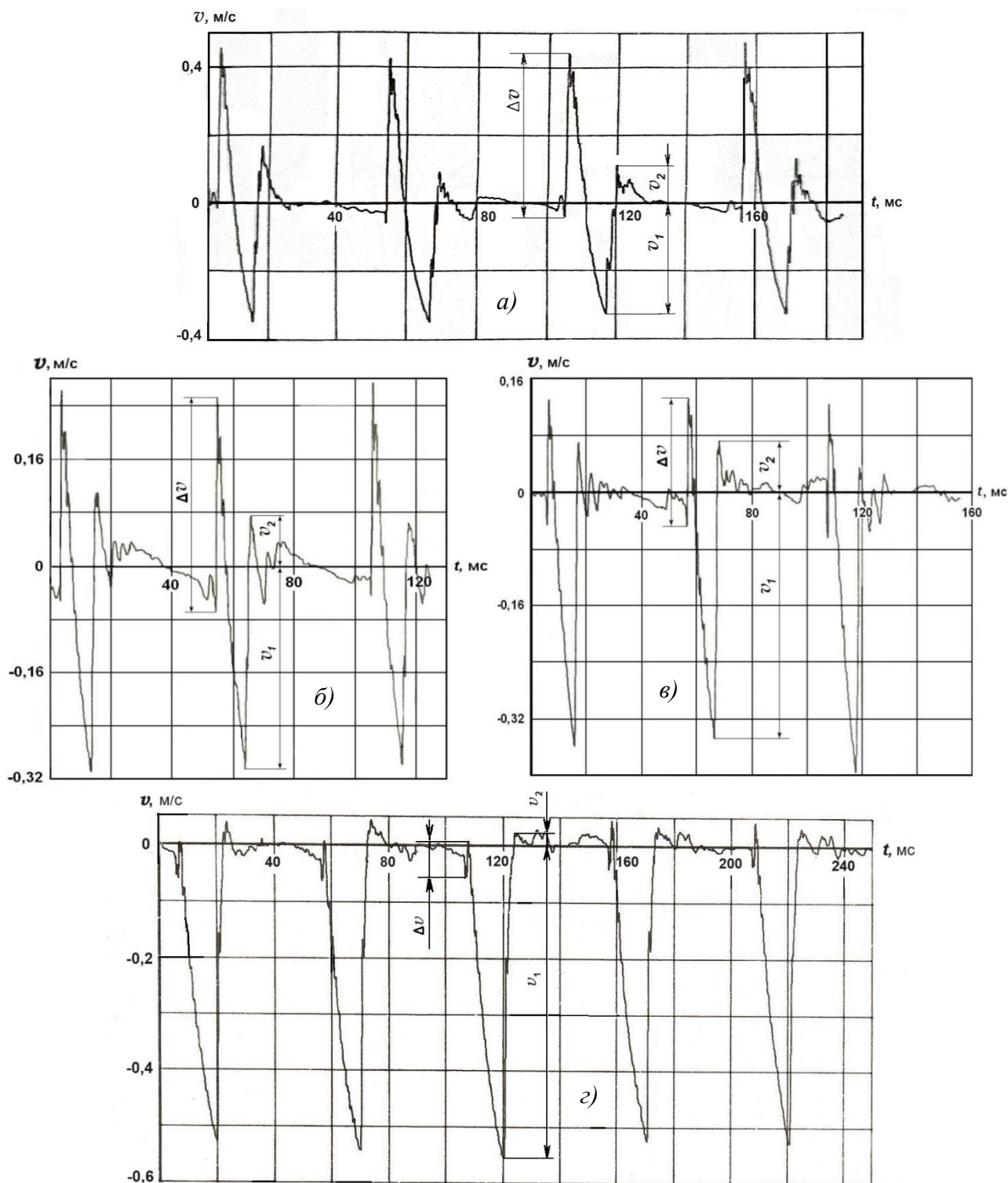


Рис. 4.3 – Экспериментальные диаграммы виброскорости корпуса молотка МО-2М на стенде СОРП-3 при различной глубине внедрения инструмента v_{cp} :
 а) 0,34 см/с ($\Delta = 0,2$ мм); б) 1,28 см/с ($\Delta = 0,7$ мм); в) 2,9 см/с ($\Delta = 1,5$ мм); г) 7,95 см/с ($\Delta = 4,1$ мм);
 Δv – скачок скорости при обратном ударе инструмента; v_1 и v_2 – скорости «посадки» и отскока корпуса молотка; t – время (давление сжатого воздуха 0,4 МПа, усилие нажатия 200 Н)

На рис. 4.3 представлены виброграммы молотка МО-2М при различных скоростях перемещения пики на стенде СОРП, на основании которых получены зависимости $J(\Delta)$ и $\lambda_c(\Delta)$. Виброграммы получены численным интегрированием виброускорения ствола. Рабочий диапазон частот измерительного тракта (с учетом механического фильтра и усилителя заряда) составил 2 Гц ... 3,7 кГц. Частота выборки при оцифровке ускорения 16 кГц [4].

3. Скачкообразное внедрение инструмента в разрушаемый материал

Пусть ударная машина представляет собой одномассовую систему (рукоятка жестко соединена с корпусом), а внутренняя возмущающая сила постоянна, как это имеет место в «идеально» уравновешенных системах [2, 34, 37].

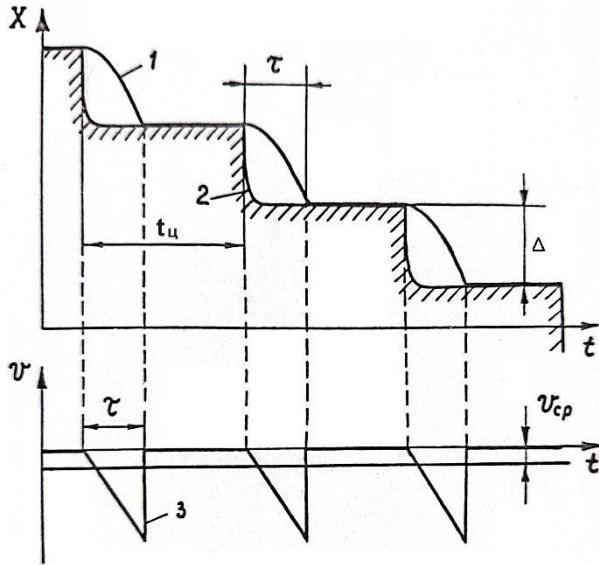


Рис. 4.4 – Вибрация от скачкообразного внедрения инструмента в случае «идеально» уравновешенного молотка
1 – перемещение корпуса, 2 – перемещение инструмента (пики), 3 – скорость корпуса

Пусть машина работает вертикально вниз и усилие нажатия F_H достаточно велико, чтобы перед ударом ее корпус неподвижно «сел» на бурте инструмента. При ударе инструмент мгновенно перемещается вниз на некоторое расстояние Δ , как показано на рис. 4.4. Средняя скорость перемещения инструмента и корпуса равна $v_{cp} = \Delta/t_u$.

Тогда изменение скорости корпуса описывается последовательностью импульсов треугольной формы.

$$v(t) = v(t + nt_u),$$

n – натуральное число,

$$v(t) = \begin{cases} at, & 0 \leq t \leq \tau \\ 0, & \tau < t \leq t_u' \end{cases}$$

$$\tau = \sqrt{\frac{2v_{cp}t_u}{a}}, \quad a = \frac{F_H}{M}$$

Разложение в ряд Фурье и взятие действующего значения амплитудно-частотной характеристики дает следующее выражение для i -ой гармоники виброскорости V_i , м/с:

$$V_i = 2\sqrt{2}v_{cp} \sqrt{\frac{1}{\varphi_i^2} - \frac{2 \sin \varphi_i}{\varphi_i^3} + \frac{4 \sin^2 \left(\frac{\varphi_i}{2}\right)}{\varphi_i^4}}, \quad (4.6)$$

где $\varphi_i = 2\pi i t / t_u$ – угол сдвига фаз между «посадкой» на бурт и моментом удара для i -ой гармоники.

Из формулы (4.6) следует, что с ростом ускорения a амплитуда виброскорости увеличивается и стремится к пределу $V_{max} = v_{cp}\sqrt{2}$, который в логарифмическом виде (дБ_v) равен:

$$L(V_{max}) = 20 \lg \frac{v_{cp}}{5 \cdot 10^{-8}} + 3,0. \quad (4.7)$$

Этот предел есть не что иное, как вибрация инструмента на частоте i -ой гармоники.

Отметим, что к данному пределу стремится каждая из гармоник при $a \rightarrow \infty$, таким образом, вибрация инструмента близка к белому шуму.

Что касается первой гармоники, т.е. основной частоты ударной машины, то уже при небольших значениях ускорения $\sim 20 \text{ м/с}^2$ ее виброскорость практически достигает данного предела. Иллюстрацией этого факта служит рис. 4.5⁴⁰.

⁴⁰При $v_{cp}=1,8 \text{ см/с}$ предел согласно формуле (4.7) равен 114 дБ_v.

Увеличение вибрации с ростом ускорения a является специфической особенностью источника вибрации от скачкообразного внедрения инструмента, которое не характерно для других известных источников. Это свойство показывает, что сложившееся представление об уменьшении вибрации ударных машин при увеличении усилия нажатия справедливо лишь при отсутствии внедрения инструмента.

Корректированное значение виброскорости для молотка МО-2Б на стенде СОП (давление 0,5 МПа, усилие нажатия 200 Н и средняя скорость внедрения инструмента 1,8 см/с) рассчитанное по формуле

$$V = \sqrt{\frac{1}{t_{ц}} \int_0^{t_{ц}} v^2(t) dt - \left\{ \frac{1}{t_{ц}} \int_0^{t_{ц}} v(t) dt \right\}^2} = v_{cp} \sqrt{\frac{4}{3} \sqrt{\frac{at_{ц}}{2v_{cp}}} - 1}, \quad (4.8)$$

дает значения 5,2 см/с и 120,3 дБ_v, соответственно 5,2 м/с² и 134,3 дБ_a.

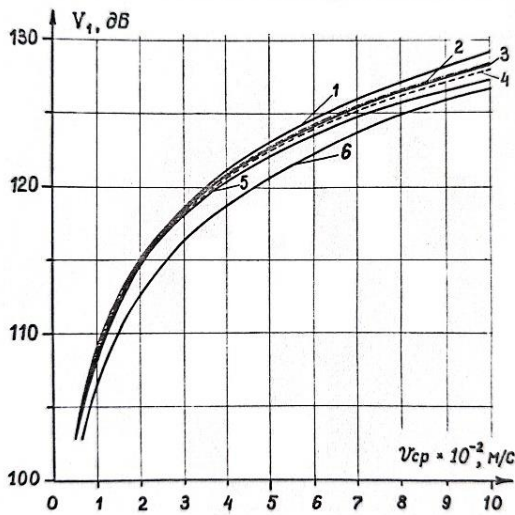


Рис. 4.5 – Уровни первой гармоники виброскорости от внедрения инструмента в зависимости от v_{cp} при различных ускорениях a , м/с²:
 1 – ∞; 2 – 50; 3 – 40; 4 – 30; 5 – 20;
 6 – соответствует $\tau = t_{ц}/2$, $t_{ц} = 55,6$ мс
 (частота ударов 18 с⁻¹)

Как видно из рис. 4.5, вибрация от внедрения инструмента при $\tau < t_{ц}/2$ слабо зависит от величины усилия нажатия – диапазон не превышает 2,4 дБ.

В работе [4] предложена инженерная оценка уровня виброскорости отбойного молотка по времени «посадки» корпуса на бурт инструмента:

- при $\tau < t_{ц}/4$ уровень первой гармоники можно определять по формуле (4.7) с погрешностью не более 1 дБ_v;

- при $t_{ц}/4 \leq \tau < t_{ц}/2$ – по зависимости $20 \lg \frac{v_{cp}}{5 \cdot 10^{-8}} + 0,6$.

В ходе натурных исследований пневматических отбойных молотков в условиях угольных шахт установлено, что средняя скорость перемещения пики варьируется от 0 до 10 см/с, т.е. при частоте ударов порядка 20 с⁻¹ может достигать 5 мм на удар. В соответствии с формулой (4.7) уровень первой гармоники в этом случае составит 129 дБ_v, а корректированный уровень виброскорости 130 дБ_v (в расчете приняты параметры молотка МО-2Б, указанные выше).

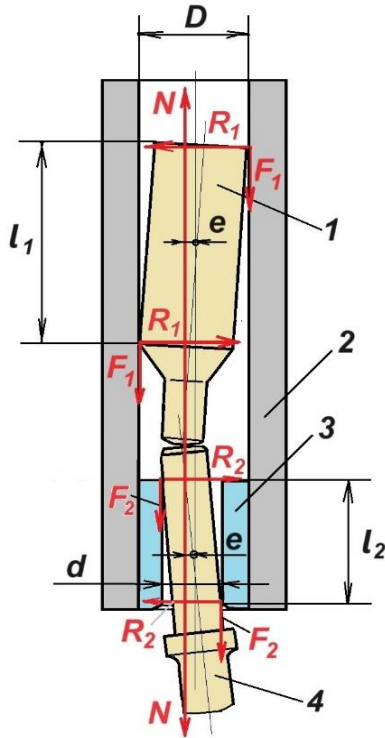
При наличии внедрения инструмента, вибрация динамически уравновешенных молотков (с неизменной во времени внутренней возмущающей силой) при любых режимах работы кратности не может опуститься ниже предела, определяемого значением:

$$V_{min} = \frac{v_{cp} \sqrt{2}}{\pi} \quad \text{или} \quad L(V_{min}) = 20 \lg \frac{v_{cp}}{5 \cdot 10^{-8}} - 6,9 \quad \text{в дБ}_v.$$

Таким образом только динамическое уравновешивание не позволяет решить проблему вибробезопасной ручной ударной машины: наличие вибрации от скачкообразного внедрения инструмента требует применения дополнительных средств ее снижения, например, виброизоляции.

4. Оценка вибрации от нецентрального удара

При нецентральном ударе по инструменту возникают сотрясения корпуса [30], вызванные силами трения. Пусть точка удара отстоит от оси корпуса на некоторое расстояние e , как показано на рис. 4.6. При этом сила удара N создает вращающий момент, действующий на ударник и пику. Силы реакции корпуса R_1 и R_2 уравновешивают эти моменты. Имеем следующую систему уравнений:



$$\begin{cases} Ne - R_1 l_1 = 0, \\ Ne - R_2 l_2 = 0. \end{cases}$$

Поскольку радиальный зазор между ударником и центральным каналом корпуса мал⁴¹, то плечо l_1 равно длине поршневой части ударника. Также плечо l_2 равно длине буксы.

Сила удара N направлена вдоль оси корпуса и равна

$$N = \frac{mv_y(1 + \lambda)}{T},$$

где λ – коэффициент отскока ударника; T – длительность соударения.

Выражая силы трения F_1 и F_2 через силы нормальной реакции опоры и коэффициент трения ζ , находим величину импульса $J_{\text{сотр}}$, передаваемого корпусу за время T :

Рис. 4.6 – Силы, действующие при ударе:

1 – ударник, 2 – корпус ударной машины, 3 – букса, 4 – пика

$$J_{\text{сотр}} = \zeta e \cdot mv_y(1 + \lambda) \left(\frac{1}{l_1} + \frac{1}{l_2} \right). \quad (4.9)$$

Простейшей физической моделью для источника вибрации «сотрясение корпуса ударной машины» может служить движение корпуса с постоянной скоростью $J_{\text{сотр}}/M$ вслед за внедрившимся инструментом и «посадка» на бурт без отскока.

Корректированное значение виброскорости от импульса сотрясения можно рассчитать по формуле (4.4). В данном случае оно имеет вид

$$V = v_{\text{ср}} \sqrt{\frac{J_{\text{сотр}}}{v_{\text{ср}} M} - 1}.$$

Параметры отбойного молотка МО-2Б, необходимые для расчета, таковы: коэффициент трения $\zeta = 0,1$ [38] имеем, $m = 0,432$ кг, $v_y = 13,7$ м/с, $\lambda = 0,25$ [27], $l_1 = 48$ мм, $l_2 = 60$ мм. Для современных отечественных молотков диаметр буксы $d = 24$ мм, поэтому максимальное значение смещения точки удара принимаем равным 12 мм.

⁴¹ У пневматических молотков диаметр ствола $D = 32^{+0,05}$ мм, а диаметр ударника $32_{-0,020}^{-0,037}$.

По формуле (4.9) получаем $J_{\text{согр}} = 0,33 \text{ Н}\cdot\text{с}$. Соответствующее скорректированное значение виброскорости при $v_{\text{ср}} = 1,8 \text{ см/с}$ равно $1,94 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$ или $111,8 \text{ дБ}_v$ ($1,94 \text{ м/с}^2$ и $125,8 \text{ дБа}$), т.е. практически совпадает с действующей санитарной нормой.

При заземленном инструменте сотрясение практически не оказывает влияния на вибрацию ударной машины. При наличии внедрения инструмента сотрясение способствует ускорению «посадки» корпуса на бурт и уменьшению вибрации от обратного удара.

Следует отметить, что для ликвидации нецентрального удара, которая ухудшает передачу энергии в инструмент [1, 35], торцы ударников современных машин делают со сферическим радиусом порядка 100 мм, при этом реальное смещение точки удара составляет доли миллиметра.

Таким образом, данный источник вибрации можно считать несущественным.

5. Соударения корпуса ударной машины и инструмента, обусловленные движением корпуса («посадки» корпуса на неподвижный инструмент)

Бурт рабочего инструмента ударной машины является естественным ограничителем движения ее корпуса. В отличие от обратных ударов, соударения корпуса с неподвижным и невозбужденным инструментом («посадки») не являются самостоятельным источником вибрации в том смысле, что им нельзя поставить в соответствие некоторую физическую модель для оценки интенсивности. Их интенсивность связана с действием других источников вибрации: внутренней возмущающей силой, скачкообразным внедрением инструмента, обратными ударами, а также усилием нажатия и свойствами разрушаемого материала. Совместно с этими факторами «посадки» оказывают свое влияние на виброактивность ударной машины.

«Посадки» характеризуются коэффициентом отскока корпуса от неподвижного инструмента λ_c , который определяется как модуль отношения скоростей после и до соударения.

На виброграмме рис. 4.1 показана «посадка» корпуса ручной машины на бурт инструмента, которая сопровождается последующим затухающим виброударным процессом.

На рис. 4.2, б представлена зависимость коэффициента отскока корпуса молотка МО-2М ТЭМЗ от величины перемещения пики на стенде СОРП-3 (ГОСТ Р 55162) при давлении сжатого воздуха 0,4 МПа и усилии нажатия 200 Н (масса корпуса с учетом диска и размещенного на нем пьезоакселерометра с механическим фильтром 6,5 кг).

В этих условиях молоток развивает мощность 579 Вт, имеет энергию удара 29,9 Дж и частоту ударов $19,3 \text{ с}^{-1}$. При моделировании разрушения прочных материалов (скальные горные породы, бетон – $\Delta \sim 0,3 \dots 0,5 \text{ мм}$) коэффициент отскока достигает значений $0,30 \dots 0,35$, при «слабых» материалах (мягкий уголь, асфальт, глина – $\Delta \sim 3,0 \dots 4,0 \text{ мм}$) коэффициент отскока падает до 0,05. Соответственно уменьшается и влияние «посадок» корпуса на вибрацию ударной машины.

Какова зависимость $\lambda_c(\Delta)$ для данного молотка при других давлениях, а также для других ударных машин, неизвестно: таких данных в литературе нет. Нет их не только для стендов типа СОРП (ГОСТ Р 55162), но и для типовых объектов разрушения: угля, асфальтовых покрытий, кирпича, бетона и скальных горных пород.

Тем не менее, можно высказать следующие соображения для стенда СОРП.

Поскольку корпус молотка «садится» на неподвижный и невозбужденный инструмент, то его коэффициент отскока зависит от свойств имитатора объекта обработки – приемного узла стенда (см. рис. 1.4): силы сжатия фрикционных тисков и высоты вылета скалки над ними. Эти свойства однозначно определяются глубиной внедрения пики за удар Δ . Таким образом, зависимость, показанная на рис. 4.2, б, справедлива при любом давлении сжатого воздуха и любых энергетических параметрах данного молотка.

Мощность молотка W пропорциональна средней скорости перемещения (внедрения) пики

$$W \sim v_{\text{ср}} = \frac{\Delta}{t_{\text{ц}}}.$$

Полагая, что коэффициент пропорциональности постоянен, т.е. определяется только свойствами стенда, имеем для одного и того же молотка, работающего при разных давлениях сжатого воздуха с разной мощностью и частотой ударов, следующие соотношения:

$$W_1 t_{ц1} = A_1 \sim \Delta_1, \quad W_2 t_{ц2} = A_2 \sim \Delta_2,$$

где A_1, A_2 и Δ_1, Δ_2 – энергия удара и глубина внедрения пики за удар для первого и второго испытания молотка соответственно.

Отсюда следует

$$\Delta_2 = \Delta_1 \frac{A_2}{A_1} = v_{ср}^1 t_{ц1} \frac{A_2}{A_1}. \quad (4.10)$$

Итак, зная энергию среднюю скорость перемещения молотка $v_{ср}^1$, длительность цикла $t_{ц1}$ и энергию удара, можно найти глубину Δ_2 и по графику рис. 4.2 определить коэффициент отскока ствола λ_c .

Для обратных ударов (кривая на рис 4.2, *a*) можно предложить следующее. При отсутствии перемещения инструмента на стенде ($\Delta \rightarrow 0$, максимальная сила сжатия фрикционных тисков) все количество движения, переданное ударником пике, возвращается на корпус молотка при обратном ударе⁴². Поэтому

$$\lim_{\Delta \rightarrow 0} J(\Delta) = mv_y(1 + \lambda) = \sqrt{2mA}(1 + \lambda). \quad (4.11)$$

По аналогии с зависимостью (4.10), можно предположить, что значения $J(\Delta)$ одного и того же молотка при разных давлениях сжатого воздуха, и, соответственно, при разных энергиях удара, будут определяться соотношением:

$$J_2(\Delta) = J_1(\Delta) \sqrt{\frac{A_2}{A_1}}. \quad (4.12)$$

Мы исходим из соображений, что при такой зависимости максимальная разница в величине обратных ударов будет наблюдаться при малом продвижении пики за удар, т.е. при имитации прочных материалов: бетон, скальные горные породы, а минимальная – при значительном продвижении: уголь, глина, мерзлый грунт.

Приведем расчет величины коэффициента отскока корпуса λ_c и величины обратного удара J молотка МО-2М, работающего на стенде СОРП при давлении сжатого воздуха 0,5 МПа при усилии нажатия 200 Н и средней скорости пики $v_{ср}=1,8$ см/с, исходя из его параметров при давлении 0,4 МПа, представленных выше.

Величину глубины перемещения пики за удар вычислим по формуле

$$\Delta_2 = v_{ср} t_{ц2} = 1,8 \cdot 10^{-2} / 23,28 = 0,77 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

По графику 4.2, *б* определяем коэффициент отскока корпуса $\lambda_c = 0,27$.

По графику 4.2, *a* импульс обратного удара $J_1(\Delta_2)$ равен 1,8 Н·с. Соответственно, по формуле (4.12) получаем:

$$J_2(\Delta_2) = 1,8 \cdot \sqrt{40,28/29,9} = 2,1 \text{ Н·с.}$$

Конечно, представленные соображения и полученные на их основе зависимости весьма нестроги. Необходимы исследования. Но, при отсутствии таковых, эти зависимости дают некую простую и правдоподобную оценку ударных взаимодействий, которую мы предлагаем использовать.

⁴² Предполагается, что ударник отскакивает от пики раньше, чем приходит волна, отраженная от забоя.

6. Колебания давления под пусковым вентилям ударной машины

В конструкцию современных отечественных молотков и бетоноломов входит вентиляльный запорный орган, обеспечивающий включение/выключение ударной машины при приложении/снятии усилия нажатия. В последнее время наметилась тенденция использования этого вентиля также в качестве элемента виброзащиты [39-45]. Сущность такого подхода состоит в уменьшении жесткости, габаритов и статического нагружения виброизолятора рукоятки ударной машины за счет передачи части усилия на вентиль, находящийся под давлением сжатого воздуха. По такой схеме разработаны молотки МО-2М ТЭМЗ и МП-2 (МПО-2, МПО-2А) ИГД СО РАН СССР.

Однако, для обеспечения разгрузки виброизолятора требуется существенное увеличение диаметра вентиля: в серийных молотках МОП (ТЗК) и МО (ТЭМЗ) диаметр вентиля составляет 14 мм, а в молотках МП-2 и МО-2М – 18 и 20 мм соответственно.

Исследования показывают, что давление сжатого воздуха под пусковым вентилям постоянно (см. рис. 2.2 и 2.5): в течение рабочего цикла его перепады составляют более 0,1 МПа. Они вызваны изменением сопротивления воздушного тракта от входа в ударную машину до механизма воздухораспределения, а также непостоянством расхода воздуха и колебаниями давления в воздухоподводящем рукаве.

Далее для краткости будем называть эту пневматическую силу, действующую на запорный вентиль, «пульсационной».

Оценку интенсивности этого источника вибрации для молотка МО-2Б можно получить по аналогии с п. 1, если под массой M понимать массу рукоятки, а под $F(t)$ – пульсационную силу.

Спектральный состав пульсационной силы молотка МО-2Б (диаметр вентиля 14 мм) представлен в Табл. 4.2. Также как в п. 1, он получен из соответствующих компонент спектра молотка МО-2М умножением на коэффициент 5/4.

Масса рукоятки молотка МО-2Б (без прикрепленного к ней глушителя шума) составляет 1,5 кг. Расчет по формуле (4.2) дает скорректированное значение 3,2 см/с или 116,2 дБ_v (3,2 м/с² и 130,2 дБ_a), что выше санитарной нормы.

Следует отметить, что в отличие от других источников вибрации, пульсационная сила воздействует не только на корпус ударной машины, но и непосредственно на ее рукоятку. В работе [4] показано, что существенно снизить влияние этой силы на вибрацию пневматического отбойного молотка позволяет виброизоляция рукоятки.

7. Удары клапана (золотника) по корпусу машины

В современных отбойных молотках применяются воздухораспределительные механизмы дискового («пятакового») и сегментного типов, в которых запорный элемент – клапан перемещается вдоль оси движения ударника. При срабатывании («перекидке») клапана он перемещается из одного крайнего положения в другое под действием перепада давлений в рабочих камерах молотка и аэродинамических сил [22, 46-48].

Набрав скорость, клапан испытывает соударения с клапанной коробкой, сообщая таким образом дополнительный импульс виброскорости корпусу ударной машины. Исследования клапанных систем показывают, что «перекидка» представляет собой многоударный процесс, сопровождающийся «дребезгом» клапана [48].

Для оценки вибрации молотка от этих ударов будем считать, что клапан срабатывает каждые полпериода рабочего цикла, с одинаковой скоростью достигает своих крайних положений и испытывает неупругие соударения. При этом корпус, согласно закону сохранения количества движения, получает скорость

$$v_k = v_{кл} \frac{m_{кл}}{M},$$

где $v_{кл}$, $m_{кл}$ – конечная скорость и масса клапана.

Масса клапана молотка МО-2Б равна 7,5 г, а скорости соударения достаточно высоки: 6...10 м/с.

Корректированное значение виброскорости рассматриваемого процесса, рассчитанное по формуле (4.4), при $v_{\text{кл}} = 10$ м/с составляет 0,88 см/с и 104,9 дБ_v (0,88 м/с² и 118,9 дБ_a).

Для поперечной вибрации от срабатывания клапана в направлении, перпендикулярном оси движения ударника, получаем аналогичную оценку.

8. Взаимодействие существенных источников продольной вибрации

На основании разработанного методического подхода к анализу источников вибрации, исследований [4] и проведенных расчетов, следует заключить, что существенными источниками вибрации современных отбойных молотков и бетоноломов являются: внутренняя возмущающая пневматическая и «пульсационная» силы, скачкообразное внедрение инструмента в разрушаемый материал и обратные удары инструмента по корпусу ударной машины. Поэтому, наряду с оценкой их интенсивности, следует установить общую картину их взаимодействия друг с другом.

Инж. В. А. Кашаевым построена качественная диаграмма виброактивности отбойного молотка в зависимости от прочности разрушаемого материала (средней скорости внедрения инструмента или глубины его внедрения за удар). Диаграмма показана на рис. 4.7.

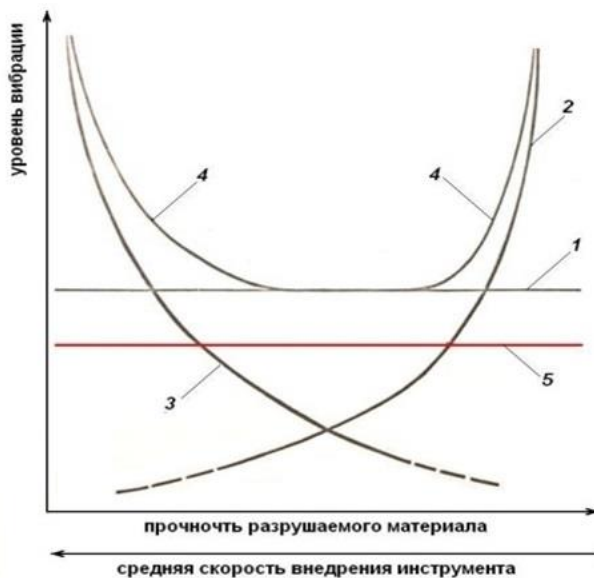


Рис. 4.7 – Взаимодействие источников вибрации 1 – вибрация от пневматических сил, 2 – вибрация от скачкообразного внедрения инструмента, 3 – вибрация от обратных ударов инструмента, 4 – общая (результатирующая) вибрация, 5 – санитарные нормы

линии нажатия, близком к усилию основного предельного режима работы ударной машины [20]. С ростом давления уровни вибрации от каждого источника увеличиваются, а следовательно, растет и виброактивность машины.

Влияние усилия нажатия не столь однозначно. При малых усилиях наблюдается наивысшая вибрация от пневматических сил и обратных ударов: прямая 1 и кривая 3 смещаются вверх. Кривая 2, т.е. вибрация от скачкообразного внедрения инструмента, наоборот, опускается вниз до минимальных значений.

Вибрация от пневматических сил (прямая 1) в первом приближении не зависит от средней скорости внедрения инструмента $v_{\text{ср}}$ (коэффициенты отскока ударника молотков изменяются незначительно при разрушении различных материалов [49]⁴³).

При малых скоростях внедрения инструмента, соответствующих крепким горным породам и прочным строительным материалам (бетон) доминирует вибрация от обратных ударов инструмента – кривая 3.

При больших скоростях, т.е. при разрушении слабых горных пород (мягкий уголь) и материалов малой прочности (асфальт, глина) вибрация определяется скачкообразным внедрением инструмента – кривая 2.

Общая вибрация 4 есть сумма кривых 1, 2 и 3.

Диаграмма построена при постоянном давлении сжатого воздуха и усилении нажатия, близком к усилию основного предельного режима работы ударной машины [20].

⁴³ При стандартной пике длиной 320 мм большинство ударников молотков отскакивают раньше прихода ударного импульса, отраженного от забоя. Исключение составляют ударники длиной более 100 мм, которые «ждутся» отраженного импульса (бетоноломы ТЭМЗ Б-1, Б-2, Б-3 и ТЗК БК-1, БК-2, БК-3), см. Этюд № 12.

При увеличении усилия нажатия (при постоянной скорости внедрения инструмента) прямая 1 опускается вниз, причем при усилии нажатия, равном амплитуде внутренней возмущающей силы, соответствующий ей уровень вибрации падает до нуля. В свою очередь, кривая 2 поднимается вверх, а кривая 3 опускается вниз. Это вызвано тем, что значительные усилия нажатия подавляют вибрацию от обратных ударов и увеличивают вибрацию от внедрения инструмента. Таким образом, при больших усилиях нажатия скачкообразное внедрение инструмента остается практически единственным источником вибрации.

Виброактивность ручной пневматической ударной машины, следовательно, определяется не только давлением сжатого воздуха, но и существенно зависит от усилия нажатия и прочностных свойств разрушаемых материалов.

9. Поперечная вибрация

Источники поперечной вибрации не исследованы. Их действие связано с наличием зазоров между корпусом и хвостовиком инструмента, который для серийных пневматических молотков и бетоноломов не превышает 0,1 мм.

Если давать оценку этой величине по интенсивности источника вибрации от скачкообразного внедрения инструмента, то для молотка МО-2Б при давлении 0,5 МПа получим значение первой гармоники (частота 23,28 с⁻¹)

$$L_1 = 20 \lg \left(\frac{0,1 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{2}}{23,28 \cdot 5 \cdot 10^{-8}} \right) = 42 \text{ дБ}_v.$$

Это существенно ниже санитарной нормы 112 дБ.

Как отмечает большинство авторов, в ручных ударных машинах – отбойных молотках, бетоноломах, перфораторах – доминирует продольная вибрация [1-2, 29-30, 63].

Бороться нужно, в первую очередь, с ней.



Дорожные работы: молотки МО-4Б ТЭМЗ и МОП-3 ТЭК



Москва, Большая кольцевая линия, станция Сокольники

ЭТЮД № 5

К вопросу вибрации пневматических отбойных молотков

Материалы данного Этюда опубликованы в электронном журнале «Вестник научно-технического развития» № 168, 2023 г.

За последние 70 лет отечественная наука по машинам ударного действия достигла выдающихся успехов [1-2, 14, 35, 50-51]. Усилиями ученых Института горного дела им. А. А. Скопинского (ИГД), ИГД СО РАН, ЦНИИПодземмаша, Томского политехнического института и инженеров Томского электромеханического завода им. В. В. Вахрушева (ТЭМЗ) были разработаны и в настоящее время серийно выпускаются пневматические отбойные молотки, скорректированный уровень виброскорости которых составляет менее 115 дБ⁴⁴. С такими молотками согласно ГОСТ 17770 безопасно работать 216 минут в смену.

По сравнению с молотками ОМСП, МО-9П, МО-10П, выпускавшимися в 50...70-х годах прошлого века, современные отбойные молотки имеют:

- ударную мощность, увеличенную на 20...25 %;
- массу, сниженную на 10...15 %;
- усилие нажатия, уменьшенное с 400 Н до 200 Н;
- уровень звуковой мощности, сниженный до 102 дБА;
- вибрацию, уменьшенную в 8 раз (на 18 дБ).

Сегодня в РФ эксплуатируется более 150000 молотков с такими техническими характеристиками. Их выпускают ТЭМЗ (АО) и «ТоМаш» (ООО), они поступают из-за рубежа от различных производителей из КНР.

Это ли не решение одной из важнейших социальных задач по обеспечению безопасных и комфортных условий труда?

Рассмотрим вопрос подробнее. Нас будут интересовать методы установления вибрационных характеристик молотков и соотнесение их с вибрацией на рабочих местах в реальных условиях эксплуатации.

⁴⁴ В настоящее время вибрация оценивается полным ускорением, суммирующим скорректированные по частоте средние квадратичные значения по трем взаимно перпендикулярным направлениям. Согласно Санитарным нормам СанПиН 1.2.3685-21, принятым в 2021 г., его предельно допустимое значение равно $2,0 \text{ м/с}^2$. В Этюде используется оценка вибрации согласно ГОСТ 17770 по уровню виброскорости в дБ: $20\lg(v/(5 \cdot 10^{-8}))$, где v – среднее квадратичное значение скорректированной виброскорости в направлении оси ударов молотка или ее уровень в октавной полосе 16 Гц. Безопасный уровень виброскорости равен 112 дБ ($2 \cdot 10^{-2} \text{ м/с}$). Индекс « v », введенный в предыдущем Этюде, опускаем.

По энергии единичного удара, частоте ударов (определяемых при номинальном давлении 0,5 МПа), массе и длине молотки делятся на четыре типоразмера⁴⁵ (см. таблицу 1.1).

Снижение вибрации молотков достигнуто на стенде СОРП (стенд для определения рабочих параметров молотков), разработанном в ИГД в 70...80-е годы [14]. Стенд испытал несколько модификаций, его схема, вошедшая в ГОСТ Р 55162, представлена на рис. 5.1.

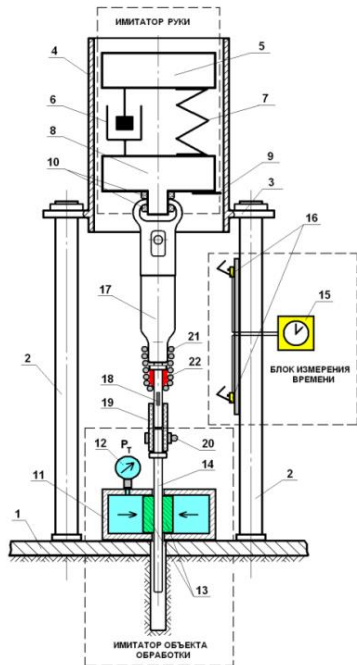


Рис. 5.1 – Принципиальная схема испытательного стенда типа СОРП

1 – станина; 2 – колонны; 3 – траверса; 4 – цилиндрическая направляющая; 5 – груз, обеспечивающий усилие нажатия; 6 – демпфер с коэффициентом сопротивления 400 ± 80 Н·с/м; 7 – пружина с коэффициентом жесткости 2500 Н/м; 8 – присоединенная масса руки 3,6 кг; 9 – нажимная планка; 10 – упругая прокладка из рукава по ГОСТ 18698 с коэффициентом жесткости 270000 Н/м; 11 – гидравлические тиски; 12 – манометр; 13 – фрикционные вкладыши; 14 – испытательная скалка; 15 – секундомер; 16 – контактные выключатели; 17 – молоток; 18 – измерительная пика; 19 – резиновая соединительная муфта; 20 – хомут; 21 – концевая пружина; 22 – резиновая втулка

Нажимное устройство стенда представляет собой имитатор руки человека-оператора [52], оно состоит из груза 5, обеспечивающего усилие нажатия на молоток, демпфера 6 и пружины 7 (параметры сгиба в локте), присоединенной массы руки 8 и упругой резиновой прокладки 10 (имитация мягких тканей ладони).

Имитатор объекта обработки стенда (приемный узел энергии удара) включает гидравлические тиски 11 с фрикционными вкладышами 13, в которых при ударе перемещается испытательная скалка 14. Измерительная пика 18, аналогичная рабочей пике молотка, соединена со скалкой резиновой муфтой 19 и стянута хомутом 20. Пика имеет равное поперечное сечение со скалкой, при ударе она практически не отскакивает от нее [35], а совместно со скалкой перемещается в гидравлических тисках⁴⁶.

Схема моделирует защемление пика в разрушаемом материале.

Молоток на стенде устанавливается вертикально вниз; между концевой пружиной 21 и буртом измерительной пика (снизу) размещается резиновая втулка 22; она выбирает свободный ход пика внутри концевой пружины.

Методика вибрационных испытаний молотков разработана ИГД и включена в ГОСТ Р 55162. За ее основу взяты технические условия ТЭМЗ⁴⁷ (ТУ 3141-194-00165600-98 «Молотки отбойные пневматические типа МО. Технические требования» – далее ТУ).

Испытания проводятся при:

- давлению сжатого воздуха $0,5 \pm 0,05$ МПа (измеряется в ресивере емкостью не менее 10 л, соединенном с молотком рукавом длиной $5 \pm 0,25$ м и внутренним диаметром 16 мм);
- статической силе нажатия на молоток 200 Н (предельное значение по ГОСТ 17770);

⁴⁵ Типоразмерный ряд принят для отечественных молотков, у зарубежных молотков более широкий ряд моделей (см. Табл. 1.4).

⁴⁶ Отскок определяется радиусами соударяемых торцов пика и скалки; на стенде он гасится резиновой муфтой, стянутой хомутом. Следует отметить, что сила сжатия муфты в стандарте не указана.

⁴⁷ До конца 90-х годов ТЭМЗ был фактически единственным в РФ массовым производителем отбойных молотков, средства и методы испытаний разрабатывались на основе выпускаемых им молотков.

- средней скорости пробивки скалки $v_{\text{ср}} = 1,8 \pm 0,2$ см/с (рассчитывается по времени прохода молотком стандартной базы между контактными выключателями 16).

При испытаниях определяются следующие вибрационные характеристики: средние квадратичные значения скорректированного виброускорения по ГОСТ 16519 или виброускорения по ГОСТ 17770 и их уровни в октавных полосах 8...1000 Гц.

Результаты по вибрации молотков получены по этой методике на данном стенде.

Возникают вопросы: *почему используется именно такой стенд, такое давление сжатого воздуха, такое усилие нажатия и скорость пробивки скалки; насколько выбранная методика испытаний воспроизводит работу отбойного молотка в реальных условиях эксплуатации?*

Постараемся дать ответы на эти вопросы.

В международном стандарте ГОСТ 12.2.010, устанавливающем требования к испытаниям ручных машин, сказано:

4.3.1. Вибрационные параметры определяются при выполнении представительной технологической операции, для выполнения которой предназначена машина, или с использованием имитатора объекта обработки. Указанные параметры должны быть приведены в паспорте машины.

4.3.2. Представительный объект обработки выбирают из реальных объектов наиболее характерных для машин конкретных видов.

Что такое представительная технологическая операция?

Это массовое применение молотков в однотипных условиях по типовому объекту обработки. Такая типизация характеризуется:

- положением молотка в пространстве;
- давлением сжатого воздуха;
- статическим усилием нажатия;
- позой человека-оператора и положением его рук относительно ударной машины;
- приемами работы (величиной снимаемой стружки, скоростью и глубиной внедрения инструмента, чередованием во времени работы и пауз).

Какова же представительная технологическая операция для пневматического отбойного молотка? Каков для него представительный объект обработки? Какие параметры для выполнения вибрационных испытаний указаны в технической документации молотков?

В Паспорте и Руководстве по эксплуатации молотков АО ТЭМЗ, ООО «ТоМаш», а также других производителей читаем:

Молотки отбойные пневматические... предназначены для разрыхления твердого и промерзшего грунта, пробивки проемов и отверстий в кирпичных стенах зданий, разборки кирпичных кладок, раскалывания льда, отбойки угля различной крепости, добычи мягких руд, глины, сланца и других строительных и горных работ.

При выборе молотка необходимо руководствоваться следующим:

...на легких работах (при добыче глины, мягких углей, раскалывании льда и т.д.) следует применять молотки МО-1Б...

...на работах средней тяжести (при добыче мягких пород, угля мягкой и средней крепости) следует применять молотки МО-2Б...

...на работах, где требуется сравнительно большая энергия удара, следует применять молотки МО-3Б, МО-4Б...

Согласно этому описанию представительным объектом обработки следует полагать:

- для молотков 1-го типоразмера (МО-1Б) – глину и мягкий уголь;
- для молотков 2-го типоразмера (МО-2Б, МОП-2 и др.) – уголь средней прочности.

Для молотков 3-го и 4-го типоразмеров (МО-3Б, МОП-3, МО-4Б, МОП-4 и др.) представительный объект обработки не указан, он, видимо, относится к более прочным горным породам и материалам.

Конкретные физические характеристики представительных объектов обработки: наименование горной породы, марка угля, плотность, прочностные параметры – в технической документации молотков не приведены.

Из параметров представительной рабочей операции в Паспортах молотков упоминается только диапазон рабочих давлений 0,3...0,5 МПа и длина воздухоподводящего рукава – не более 12 м.

Какой же объект обработки воспроизводит стенд СОРП и описанная выше методика испытаний молотков?

В СССР отбойные молотки выпускал единственный завод – ТЭМЗ, который относился к Министерству угольной промышленности. И молотки разрабатывались для горного производства, а именно, для угольных шахт.

В 70-е годы лаборатория динамики горных машин ИГД проводила испытания молотков на углецементных блоках. Целью этих работ был выбор параметров для воспроизведения работы молотка на испытательном стенде. В результате представительным объектом обработки был выбран средний по прочности уголь, для которого определена средняя скорость внедрения пики $1,8 \pm 0,2$ см/с при работе молотка вертикально вниз (ГОСТ 22044, в настоящее время он отменен).

В конце 80-х годов при разработке специализированных молотков для угольных шахт Донбасса инж. В. А. Кашаевым (ИГД) было установлено, что скорость внедрения пики в реальных условиях угольных шахт варьируется практически от нуля до 10 см/с [53].

На основании дальнейших исследований был выявлен ранее неизвестный источник вибрации «скачкообразное внедрение инструмента в разрушаемый материал», интенсивность которого существенно превышает санитарные нормы [3].

На рис. 5.2 показана зависимость уровня виброскорости молотка МО-2М⁴⁸ в октаве 16 Гц (на частоте ударов) от скорости пробивки скалки на стенде СОРП-3 [14]. График условно можно разделить на область крепких углей при $v_{cp} < 1$ см/с и область мягких углей $v_{cp} > 3$ см/с.

При скоростях менее 0,25 см/с и более 7,5 см/с вибрация превышает уровень 124 дБ, который является недопустимым для ручных машин по нормам СН 2.2.4/2.1.8.566-96⁴⁹ (СН-96) [54].

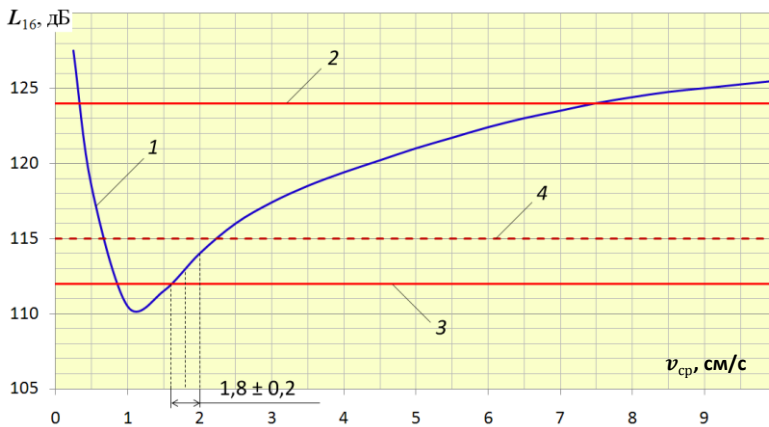


Рис. 5.2 – Вибрация отбойного молотка МО-2М в зависимости от средней скорости пробивки скалки v_{cp} : (стенд СОРП-3, давление сжатого воздуха 0,4 МПа, усилие нажатия 200 Н) 1 – уровень виброскорости рукоятки в октавной полосе 16 Гц; 2, 3 – недопустимый и безопасный уровень по нормам СН-96; 4 – норматив по ТУ на молотки ТЭМЗ

В диапазоне 1,6...2,0 см/с, который нормируется в методике испытаний молотков, вибрация близка к минимальному значению и составляет 112...114 дБ. Отметим, что по санитарным нормам СН-96 безопасный уровень виброскорости равен 112 дБ.

Обратимся к стенду СОРП. Работа по пробивке скалки пропорциональна энергии удара A , поэтому сила $F_{сж}$ сжатия фрикционных вкладышей в тисках определяется соотношением:

$$F_{сж} \sim \frac{A}{\zeta \Delta} = \frac{N}{\zeta v_{cp}},$$

где ζ – коэффициент трения; Δ – перемещение скалки за удар; N – мощность молотка.

⁴⁸ Модель, близкая к современному молотку МО-2Б, выпускалась на ТЭМЗ до 2001 г.

⁴⁹ С марта 2021 г. нормы СН 2.2.4/2.1.8.566-96 отменены, и данный норматив в настоящее время не действует.

В таблице 2 представлены паспортные и фактические энергетические параметры молотков ТЭМЗ, определенные тензометрическим методом [9, 50] (давление 0,5 МПа, усилие нажатия 200 Н).

Таблица 5.1 – Энергетические параметры молотков ТЭМЗ

Марка молотка	Энергия удара, Дж		Частота ударов, с ⁻¹		Ударная мощность, Вт		Удельный расход свободного воздуха, м ³ /(мин·кВт)	
	по факту	по паспорту	по факту	по паспорту	по факту	по паспорту	по факту	по паспорту
МО-1Б	32,8	≥ 31	28,3	≥27,5	930	≥ 850	1,37	≤ 1,5
МО-2Б	40,3	≥ 39	23,3	≥22,5	938	≥ 875	1,37	≤ 1,5
МО-3Б	47,8	≥44	20,3	≥19,2	970	≥ 845	1,36	≤ 1,5
МО-4Б	55,9	≥55	17,4	≥17,0	972	≥935	1,34	≤ 1,5

Молотки всех четырех типоразмеров имеют примерно одинаковую мощность: различие не превышает 5 %. Значит, сила сжатия гидравлических тисков при испытаниях практически одинакова. Таким образом, для всех типоразмеров на стенде моделируется единый объект обработки – уголь средней прочности.

Отбойка угля в шахтах производится в основном молотками первого и второго типоразмера. В зависимости от выполняемой технологической операции: рубка кутка, подбой, отбойка весового угля – молоток может работать и вертикально вверх, и горизонтально, и вертикально вниз. Но основное время работы занимает именно отбойка угля, поэтому для молотков 1-го и 2-го типоразмеров, используемых в шахтных условиях, можно принять представительной технологическую операцию «работа по углю вертикально вниз».

Третий типоразмер используют при проходке горных выработок, т.к. для разрушения вмещающих горных пород нужна повышенная энергия удара. Положение таких молотков большей частью горизонтально. Представительным объектом обработки для них трудно признать уголь средней прочности, а представительной технологической операцией – работу молотка вертикально вниз.



Рис. 5.3 – Зависимость уровней виброскорости L_{16} в октавной полосе 16 Гц от средней скорости внедрения пика v_{cp} при разрушении углецементного блока:
 1 – серийный молоток МО-2М ТЭМЗ;
 2 – молоток МОД-2 ИГД с виброзащитой, разработанный для угольных шахт Донбасса; 3 – норматив по ТУ; 3 – недопустимый уровень по СН-96

Молотки четвертого типоразмера появились в конце 90-х годов и «не участвовали» в разработке рассматриваемой методики испытаний; они практически не используются в угольных шахтах. Вопрос о применимости к ним данной методики испытаний остается открытым.

Итак, молотки разрабатывались, испытывались и ставились на производство по результатам шахтных испытаний (в основном в Донбассе). По данным производственных испытаний молотков [3, 53] давление сжатого воздуха в забоях шахт Донбасса, расположенных на глубине 800...1000 м от поверхности, не превышало 0,4 МПа, а средняя длина воздухопод-

водящего рукава от магистрали сжатого воздуха до забоя порядка 20 м. Эти значения значительно отличаются от указанных в Паспортах молотков.

На рис. 5.3 приведены результаты испытаний молотков МО-2М и МОД-2 [4] при разрушении углицементного блока средней прочности ($\sigma_{сж} \sim 1200$ МПа [55]) – работа вертикально вниз.

Кривые 1 и 2 молотка качественно повторяют правую ветвь графика на рис. 5.2, полученную на стенде. Экспериментальные данные дают повод для сомнений в корректности выбранной скорости пробивки скалки $1,8 \pm 0,2$ см/с и методики вибрационных испытаний ГОСТ Р 55162, объектом которого являются молотки для угольных шахт.

Рассмотрим теперь нажимное устройство стенда.

Схема замещения механического импеданса руки человека-оператора на стенде СОРП показана на рис. 5.4.

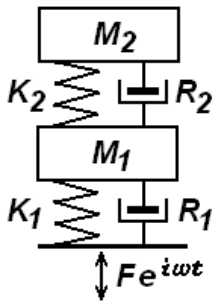


Рис. 5.4 – Схема замещения механического импеданса руки человека-оператора на испытательном стенде СОРП:

K_1, R_1 – коэффициенты жесткости и сопротивления упругой прокладки стенда (моделируют мягкие ткани ладони и пальцев); M_1 – присоединенная масса руки; K_2, R_2 – коэффициенты жесткости и сопротивления сгиба руки в локтевом суставе; M_2 – масса груза, обеспечивающего усилие нажатия; F – модуль гармонической возмущающей силы с круговой частотой ω ; t – время; i – мнимая единица; $K_1 = 270$ кН/м; $R_1 = 50$ Н·с/м; $M_1 = 3,6$ кг; $K_2 = 2500$ Н/м; $R_2 = 400$ Н·с/м; $M_2 = 20$ кг

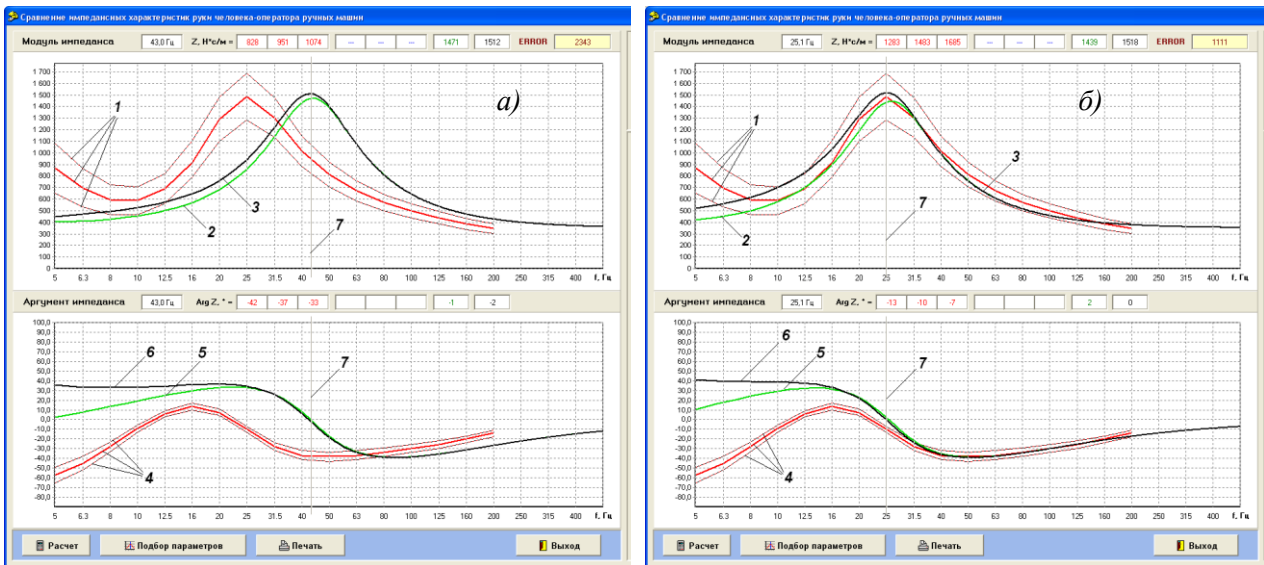


Рис. 5.5 – Импедансные характеристики имитатора руки при усилии нажатия 200 Н

а) стенд СОРП по ГОСТ Р 55162, б) расчет в соответствии с ГОСТ 12.4.094

1, 4 – максимальные, средние и минимальные значения модуля и фазы импеданса руки человека-оператора по ГОСТ 12.4.094 (угол сгиба в локте 180°); 2, 5 – модуль и фаза импеданса по модели Дикмана [14, 52]; 3, 6 – модуль и фаза импеданса двухмассовой системы замещения руки; 7 – визир

Положению молотка вертикально вниз соответствует импедансная характеристика руки оператора по ГОСТ 12.4.094, Приложение 6, Таблица 20: рука полностью выпрямлена или согнута в локте под углом близким к 180° , усилие нажатия на рукоятку 200 Н, усилие обхвата рукоятки 100 Н.

Комплексное выражение импеданса этой двухмассовой системы $Z(\omega)$, Н·с/м, определяется соотношением [52]:

$$Z(\omega) = \left(R_1 - i \frac{K_1}{\omega} \right) \left[\frac{(K_1 + i\omega R_1)(K_2 - M_2 \omega^2 + i\omega R_2)}{(K_1 - M_1 \omega^2 + i\omega R_1)(K_2 - M_2 \omega^2 + i\omega R_2) - M_2 \omega^2 (K_2 + i\omega R_2)}, - 1 \right].$$

На рис. 5.5, *a* представлены расчетные характеристики нажимного устройства стенда: модуль *з* и фаза *б* импеданса в сравнении с ГОСТ 12.4.094 – кривые 1 и 4. Из графиков видно, что резонансная частота импеданса стенда равна 43 Гц вместо 25 Гц, и его характеристика совершенно не попадает в поле допуска ГОСТ 12.4.094.

В работе [52] предложена расчетная импедансная характеристика стенда, которая максимально приближена к нормируемым значениям. Характеристика показана на рис. 5.5, *б* – кривые 3, 6. Параметры схемы замещения для нее: $K_1 = 160000$ Н/м; $R_1 = 350$ Н·с/м; $M_1 = 6$ кг; $K_2 = 2000$ Н/м; $R_2 = 350$ Н·с/м; $M_2 = 20$ кг.

Тем не менее, и эта характеристика имеет серьезные фазовые расхождения с ГОСТ 12.4.094 на частотах менее 25 Гц (ниже резонанса).

В натуральных условиях оператор обычно держит молоток двумя руками, одна из которых (правая) опирается на рукоятку, а другая – на корпус или кожух-глушитель шума, соединенный с рукояткой. При работе с молотками, у которых Т-образная рукоятка: МО-4Б, МОП-4 и др. – оператор держит ее двумя руками. Опора на молоток только одной рукой нетипична. Нажимное устройство стенда должно имитировать не одну, а обе руки оператора, например, соответствовать рекомендациям [56].

Приведенный анализ показывает, что стенд СОРП и методика испытаний молотков по ГОСТ Р 55162 далеко несовершенны – как с точки зрения воспроизведения объекта обработки (работа по углю в шахте), так и по имитации механических свойств человека-оператора.

А как обстоит дело с виброзаболеваемостью?

В 80-е годы в угольной отрасли ежегодно выявлялось до 300...500 случаев виброзаболеваний, большая часть из которых вызвана работой с отбойными молотками на очистных работах (добыча угля на шахтах Донбасса).

Согласно [57] в 2010-2015 гг. число вновь выявленных случаев виброболезни в угольной отрасли составило 300...450 человек, причем виброзаболеваемость занимает второе место после заболеваний от физических перегрузок и превосходит заболеваемость органов дыхания. Наиболее подвержены ей рабочие очистного забоя и проходчики, т.е. работники, контактирующие с ручными машинами: пневматическими отбойными молотками, перфораторами, горными сверлами и пилами.

Таким образом, виброзаболеваемость на угольных предприятиях никуда не исчезла, и вопрос создания машин со сниженной вибрацией, в том числе молотков для условий угольных шахт, остается по-прежнему актуальным⁵⁰.

Обратимся к статистике.

В 1991 г. в СССР выпускалось 180...200 тысяч отбойных молотков 1-3 типоразмера. Годовая потребность угольной промышленности в молотках была 60...65 тысяч штук [4]. Молотками добывали высококачественные угли на шахтах Донбасса, Кузбасса и Воркуты. Горнорудная промышленность потребляла 3...5 тысяч молотков в год: в основном молотки первого типоразмера для добычи мягких руд. В Метрострой шло небольшое количество молотков – 500...550 шт. Остальные 120...130 тысяч штук – более 65 % серийного выпуска – направлялись для строительных и дорожных работ.

Сегодня добыча угля в стране упала с 730 млн. т. в 1991 году до 402 млн. т. в 2020 г., и уголь в подземных условиях добывается не молотками, а комбайнами, стругами, механизированными комплексами. Молотки используются на вспомогательных операциях (выемка ниш) и при проходке горных выработок.

В настоящее время в РФ производится около 60000 молотков в год, примерно такое же количество молотков импортируется, в основном из КНР. Главными потребителями молотков были и остаются сегодня строительная и дорожная отрасли РФ. Именно здесь надо искать типовые условия эксплуатации и представительные объекты обработки для молотков. И это будет не уголь, а, скорее всего, кирпичная кладка, асфальт и бетон.

⁵⁰ Молотки МОД-2 со сниженной вибрацией, разработанные ИГД, серийно не производились.

Как работает молоток по бетону?

В исследовании [58] описаны эксперименты по ударному разрушению скальных горных пород, которым по своим свойствам аналогичен бетон. Пика при отбойке бетона разрушает его не при каждом ударе: за несколько ударов (обычно 5...10) она внедряется на небольшую глубину (до 1 мм), под острием пики возникает пылевое ядро, которое, расширяясь, формирует трещины, при последующих ударах они растут и приводят к видимому макроскопическому сколу большого объема. Пока не произошел скол, пика при ударах отскакивает от ядра (за счет сил упругости) и наносит обратные удары по корпусу молотка. При этом практически вся энергия, сообщенная ударником пике, возвращается на корпус [4].

Таким образом, при работе по бетону пика не является заземленной, и схема испытаний по ГОСТ Р 55162 для имитации такой технологической операции некорректна⁵¹.

ГОСТ Р 55162 распространяется на пневматические отбойные молотки, применяемые в горном производстве. Лабораторные методы вибрационных испытаний, установленные в нем, неприменимы к молоткам, предназначенным для строительства и дорожных работ.

К сожалению, таких специализированных молотков нет: все выпускаемые, ввозимые из-за рубежа и эксплуатируемые в РФ молотки универсальны по своему назначению. Для них с 2013 года действует другой стандарт – ГОСТ Р ИСО 28927-10, устанавливающий на государственном уровне метод испытаний, применимый ко всем типам молотков (в т.ч. и к молоткам как горно-шахтному оборудованию).

По классификации ГОСТ 12.1.012 – основополагающего государственного стандарта по вибрационной безопасности, ГОСТ Р ИСО 28927-10 является испытательным кодом по вибрации самого высокого уровня. Он идентичен международному стандарту ИСО 28927-10:2011 "Машины ручные. Методы испытаний для определения вибрационной активности. Часть 10. Молотки, ломы и перфораторы" (ISO 28927-10:2011 "Hand-held portable power tools - Test methods for evaluation of vibration emission - Part 10: Percussive drills, hammers and breakers").

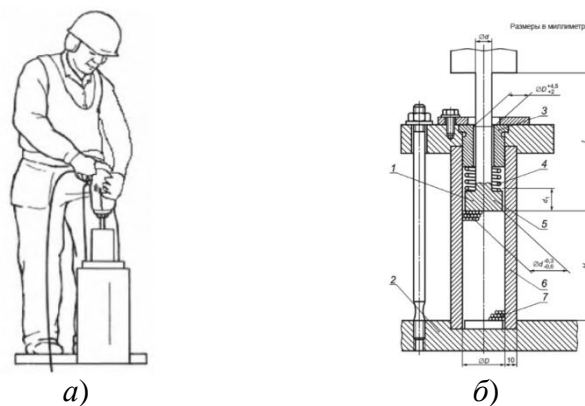


Рис. 5.6 – Рабочая поза оператора молотка (а) и имитатор объекта обработки (б) по ГОСТ Р ИСО 28927-10

1 – имитатор вставного инструмента (вариант); 2 – стальная плита, устанавливаемая на бетонный блок; 3 – входная втулка; 4 – пружина (с небольшим предварительным сжатием, коэффициент жесткости менее 1,2 Н/мм); 5 – наковальня имитатора вставного инструмента из упрочненной стали твердостью 55 ± 2 HRC; 6 – труба из упрочненной стали твердостью 62 ± 2 HRC; 7 – шарики из закаленной стали твердостью не менее 63 HRC; d – диаметр хвостовика имитатора вставного инструмента; d_1 – толщина наковальни имитатора вставного инструмента; D – внутренний диаметр трубы; l – длина имитатора вставного инструмента, соответствующая стандартному рабочему инструменту машины; H – высота столба шариков

Стандарт устанавливает лабораторные методы измерения вибрации на рукоятках ручных машин в целях заявления и подтверждения их вибрационных характеристик. Испытания

⁵¹Для имитации бетона на стенде СОРП необходимо, как минимум, убрать хомут и заменить резиновую муфту на стальную со свободной посадкой в ней измерительной пики и хвостовика испытательной скалки (см. рис. 5.1), а также уменьшить скорость пробивки скалки.

производятся в руках человека-оператора, как показано на рис. 5.6, *а*, на имитаторе объекта обработки DYNALOAD [59] – рис. 5.6, *б*.

Разработчики стандарта не указали, какую типовую операцию моделирует такой лабораторный метод, и какой объект обработки он воспроизводит. По нашему предположению, т.к. в процессе испытаний не происходит внедрения инструмента, а при ударе последний должен отскакивать от столба закаленных шариков, такой объект обработки может соответствовать скальным горным породам или бетону.

Рассмотрим ГОСТ Р ИСО 28927-10 подробнее. Анализ проведем в сопоставлении с ГОСТ Р 55162, не только потому что это два действующих национальных стандарта по установлению вибрационных характеристик молотков: оба документа представляют воплощение советского и зарубежного опыта по созданию средств испытаний ручных машин и реализуют два различных подхода к обеспечению вибрационной безопасности.

ГОСТ Р ИСО 28927-10 нормирует испытания молотков в руках.

В нем сказано:

Во время испытаний поглотитель энергии или объект обработки устанавливаются таким образом, чтобы оператор мог выполнять рабочую операцию в удобной позе, выпрямившись, прилагая к машине силу подачи, направленную вертикально вниз.

8.5 Операторы

В испытаниях участвуют три оператора. Поскольку оператор оказывает существенное влияние на вибрацию машины, к испытаниям могут допускаться только те из них, что имеют достаточный опыт работы с данными машинами и способны правильно выполнять рабочие операции с их применением.

8.4.4 Сила подачи⁵²

Сила подачи в вертикальном направлении в совокупности с собственным весом машины должны обеспечить правильную и стабильную работу машины. При этом не должно происходить соприкосновения бурта вставного инструмента и патрона ручной машины.

Чрезмерной силы подачи следует избегать. Если машина снабжена устройствами снижения вибрации, то не следует перегружать их, чтобы не снизить эффективность работы этих устройств.

Для контроля и управления силой подачи оператор в процессе испытаний встает на весы. Тогда сила подачи будет равна весу оператора за вычетом показания весов.

Итак, оператору предоставлена свобода выбора усилия нажатия. Что он выберет, попытаемся понять, исходя из рис. 5.7, на котором представлены энергетические и вибрационные характеристики современных отечественных молотков (давление сжатого воздуха 0,4 МПа).

Вибрация отбойного молотка зависит от его мощности, а мощность, в свою очередь, от давления сжатого воздуха и усилия нажатия [1-2, 4, 60]. При фиксированном давлении воздуха кривые мощности молотков (рис. 5.7, *а*) возрастают с увеличением усилия нажатия, достигая некоторого предельного значения и далее практически остаются постоянными. Уровни вибрации (рис. 5.7, *б*), наоборот, снижаются с ростом усилия нажатия, достигая минимума (в данном случае при 200 Н) и затем остаются примерно постоянными, стремясь к значению 114 дБ, определяемому средней скоростью пробивки скалки [4] (см. также п. 3 Этюда № 4).

На интервале возрастания мощности (ориентировочно до 130 Н) уровень вибрации молотка МО-2, не имеющего виброзащиты, достигает более 130 дБ. Молоток МО-2М с пневморезиновым виброизолятором рукоятки выгодно отличается от МО-2: при усилиях нажатия менее 125 Н виброзащита позволяет снизить уровень виброскорости до 114 дБ.

Работая с молотком без виброзащиты, например, с моделью МО-2, оператору «не выгодно» нажимать на рукоятку свыше того значения, при котором прекращается рост мощности: в данном случае – 150 Н. При этом вибрация рукоятки молотка МО-2 будет высокой – 120 дБ.

При наличии виброзащиты – молоток МО-2М – оператору приходится выбирать между комфортной работой с уровнем вибрации 114 дБ при усилии 100 Н, но с меньшей производительностью – 540 Вт против номинальной мощности 590 Вт, и работой на полной мощности при усилиях нажатия 125...150 Н, но с уровнем вибрации 120...123 дБ.

⁵² В отечественной литературе по машинам ударного действия применяется термин «статическая сила нажатия на рукоятку молотка» или просто «усилие нажатия».

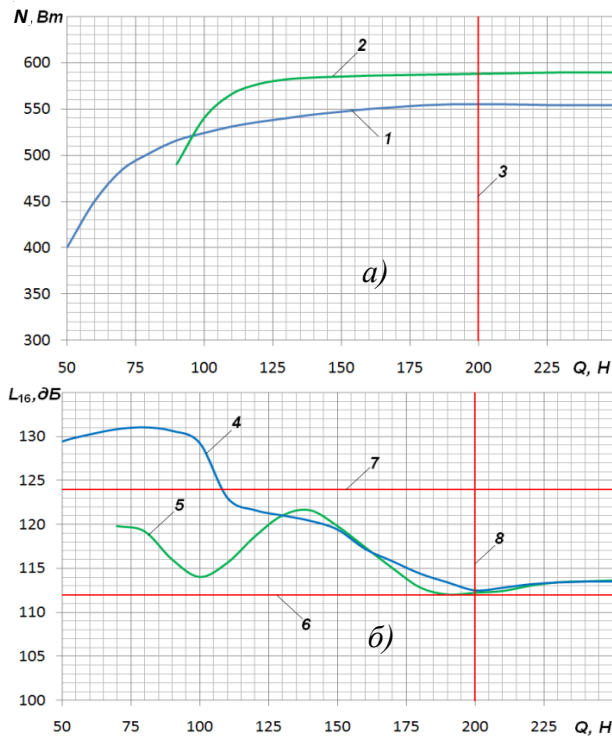


Рис. 5.7 – Энергетические и вибросиловые характеристики молотков на стенде СОРП
 а) мощность N , б) уровень виброскорости L_{16} в октаве 16 Гц: Q – усилие нажатия; давление воздуха 0,4 МПа, $v_{cp} = 1,8$ см/с;
 1, 4 – МО-2 без виброзащиты; 2, 5 – МО-2М с виброизолятором рукоятки; 3, 8 – максимальное усилие нажатия по ГОСТ 17770; 6, 7 – безопасный и недопустимый уровни вибрации по СН-96

Таким образом, в зависимости от «предпочтений» оператора, при испытании по ГОСТ Р ИСО 28927-10 можно получить существенно различные вибрационные характеристики одного и того же молотка.

В ГОСТ Р 55162 вопрос усилия нажатия при испытании молотков решается иначе.

В нем введены понятия:

3.6 максимальное усилие нажатия: Усилие нажатия, двукратно превышающее предельно допустимое значение для ручных машин по ГОСТ 17770 (раздел 5) – 200 Н; максимальное усилие нажатия – 400 Н.

Пр и м е ч а н и е – Как правило, даже при работе по материалам высокой прочности (бетон, гранит) усилие нажатия не превышает 400 Н.

3.7 предельные энергетические параметры ручной машины ударного действия: Совокупность значений энергии, частоты ударов и ударной мощности ($E_{lim}, f_{lim}, W_{lim}$) при работе с максимальным усилием нажатия 400 Н.

3.8 стабильная работа ручной машины ударного действия: Режим работы машины, при котором 97 % значений энергии и частоты ударов, определенных для последовательных рабочих циклов, отличаются от их средних значений не более чем на 10 %.

3.9 номинальный режим работы ручной машины ударного действия: Режим работы машины с минимальным усилием нажатия, при котором реализуется 97 % предельной ударной мощности W_{lim} .

3.10 номинальное усилие нажатия $F_{ном}$, Н: Усилие нажатия при заданном давлении сжатого воздуха, соответствующее номинальному режиму работы ручной машины ударного действия.

3.11 номинальные энергетические параметры ручной машины ударного действия: Совокупность значений энергии, частоты ударов и ударной мощности ($E_{ном}, f_{ном}, W_{ном}$) при работе с номинальным усилием нажатия $F_{ном}$.

В ГОСТ Р 55162 до проведения испытаний молотка на вибрацию проводят предварительное исследование: при максимальном давлении сжатого воздуха (указывается изготовителем) определяют энергетические характеристики молотка: зависимость энергии, частоты ударов и ударной мощности от усилия нажатия – от нуля (включение молотка) до 400 Н – во всем диапазоне реальных усилий нажатия. По этим характеристикам устанавливают номинальный режим работы и номинальное усилие нажатия, при котором и определяют вибрационную характеристику ударной машины.

11.1 Вибрационную характеристику отбойного молотка измеряют на вибрационном стенде при номинальном усилии нажатия $F_{ном}$, ... для контроля режима работы молотка одновременно измеряют давление и расход воздуха, энергию и частоту ударов.

Так исключается «произвол» оператора и конкретизируется режим стабильной работы машины, в котором необходимо определять ее вибрационную характеристику⁵³.

Обратимся к приемнику энергии удара по ГОСТ Р ИСО 28927-10 – рис. 5.6, б. Стандарт устанавливает его конструкцию в виде стальной трубы с закаленными шариками и имитатор вставного инструмента, который существенно отличается от рабочего инструмента отбойных молотков: пика, зубил, лопаток. Правда, в стандарте дается ссылка на европейский документ DYNALOAD PNEUROP [59], где приведено несколько модификаций поглотителя энергии с различной геометрией вставного инструмента, в т.ч. два варианта имитатора, которые подобны отечественным пикам. Они показаны на рис. 5.8.

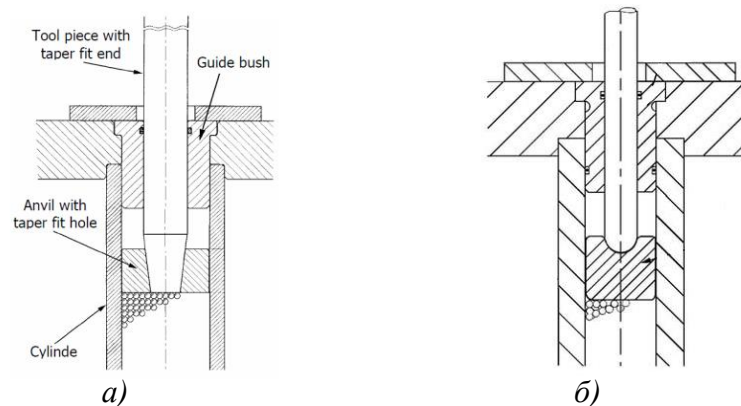


Рис. 5.8 – Варианты имитатора вставного инструмента согласно DYNALOAD PNEUROP:
а) инструмент с коническим концом; б) инструмент с закругленным концом

Правда, из данного документа неясно, какой из этих вариантов вставного инструмента следует предпочесть. В описании сказано, что вариант б) рекомендован для испытаний машин вращательного действия. Указаний по размерам конуса и кривизны торца инструмента, опирающегося на наковальню (Anvil), также нет. А эти параметры оказывают существенное влияние⁵⁴ на отражение волн и отскок инструмента [1, 35].

В качестве иллюстрации влияния отскока пика, приведем вибросиловую характеристику молотка МО-2А (ТЭМЗ)⁵⁵ на стенде СОРП при давлении сжатого воздуха 0,5 МПа и скорости пробивки скалки $1,8 \pm 0,2$ см/с, представленную на рис. 5.9. Измерения выполнены в испытательной лаборатории «Безопасность горных машин», аккредитованной в Системе сертификации ГОСТ Р, аттестат аккредитации № РОСС RU.0001.22МШ21 от 19.10.2006 г.

Как видно из этой характеристики, скорректированный уровень виброскорости рукоятки молотка МО-2А при усилии нажатия 200 Н составляет 123 дБ.

А по результатам периодических испытаний партии молотков МО-2А в лаборатории ТЭМЗ на таком же стенде, при том же усилии нажатия и той же скорости пробивки скалки, получено среднее значение 112,6 дБ⁵⁶.

Почему?

Причина кроется в защемлении пика и в резиновой втулке (поз. 22, рис. 5.1). На стенде ТЭМЗ защемленная пика не может наносить обратные удары по корпусу молотка (из-за резиновой муфты, соединяющей пика со скалкой и стянутой хомутом, обратные удары значительно ослаблены). При усилии нажатия 200 Н под действием пневматических сил корпус

⁵³ Именно из-за того, что испытания молотков в руках дают значительный разброс вибрационных характеристик, связанный с многообразием неконтролируемых факторов, отечественный опыт рекомендует использование испытательных стендов, имитирующих динамические свойства рук человека-оператора.

⁵⁴ ГОСТ 16519: ...даже небольшая разница в размерах, форме, материале, степени износа, уравновешенности и т.д. вставного инструмента может существенно изменить уровень производимой машиной вибрации.

⁵⁵ Молоток МО-2А идентичен молотку МО-2Б: завод-изготовитель ТЭМЗ изменил название модели.

⁵⁶ Протокол № 03 периодических испытаний молотков МО-2А по ТУ ТЭМЗ от 30.06.2003 г.

молотка поднимается над буртом, и пика через резиновую втулку, тянет его обратно, растягивая концевую пружину. Таким образом, концевая пружина работает как виброзащитное устройство, обеспечивая уровень вибрации, близкий к санитарной норме (112 дБ по виброскорости⁵⁷).

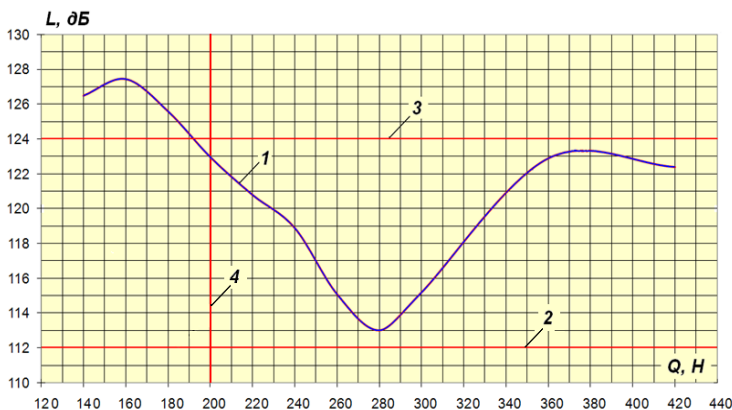


Рис. 5.9 – Вибросиловая характеристика молотка МО-2А АО ТЭМЗ

1 – скорректированный уровень виброскорости рукоятки L , дБ; 2, 3 – нормативы вибрации по СН -96: безопасный и недопустимый; 4 – максимально допустимое усилие нажатия при работе с ручной машиной по ГОСТ 17770; Q – усилие нажатия

В лаборатории «Безопасность горных машин» молоток испытывался без резиновой втулки⁵⁸ и без обжатия муфты, когда измерительная пика имела свободу отскока от испытательной скалки и наносила обратные удары по корпусу. Совместно с пневматическими силами они стали причиной высокой вибрации рукоятки⁵⁹.

Так, из-за изменений в методике испытаний, «вибробезопасный» молоток «превратился» в виброопасную ручную машину.

Обратимся к интерпретации результатов испытаний.

Вибрационную характеристику молотка по ГОСТ Р ИСО 28927-10 устанавливают усреднением по каждой точке измерений⁶⁰ (двум точкам для машины с двумя рукоятками и одной точке для одноручной машины), сериям измерений и по операторам и машинам (если испытывается партия машин из 3-х более шт.).

В качестве заявляемого значения вибрационной характеристики молотка выбирают максимальное из значений по всем точкам измерений и добавляют неопределенность испытаний по ГОСТ 12.1.012, получая таким образом верхний (75 %-ый) квартиль распределения уровней скорректированного виброускорения машины.

Такое решение предоставляет потребителю информацию о возможной максимальной вибрации отбойного молотка. И это правильно. Однако, для получения достоверного значения верхнего квартиля необходим значительный объем испытаний, поскольку методика ГОСТ Р ИСО 28927-10 предоставляет оператору значительную свободу в приемах работы, позы, приложении усилия нажатия и, соответственно, приводит к значительному разбросу результатов измерений⁶¹.

Ничего подобного в ГОСТ Р 55162 нет: полученные значения вибрации в нем просто усредняются по сериям испытаний и машинам. Такой подход связан со значительно большей стабильностью результатов испытаний на стенде.

По данным сличительных испытаний между лабораториями ИГД (ООО «УДАРМАШ») и ТЭМЗ различие вибрационных характеристик молотков на стендах типа СОРП не превышает 2 дБ (по уровню скорректированной виброскорости).

⁵⁷ В этюде № 6 этот эффект показан на математической модели отбойного молотка МО-2Б ТЭМЗ.

⁵⁸ Срок службы резиновой втулки не превышает 2...3 рабочие смены. Втулка вдавливается буртом пики в зазоры между витками концевой пружины, удлиняя ее, и виброзащитная конструкция перестает работать.

⁵⁹ Высокая вибрация при усилиях более 320 Н, видимо, вызвана перегрузкой пьезоакселерометра из-за обратных ударов пики.

⁶⁰ Используются трехкомпонентные датчики (пьезоакселерометры).

⁶¹ В стандарте нет сведений о воспроизводимости вибрационных характеристик молотков по нормируемому методу испытаний.

Отметим также, что достоинством метода испытаний по ГОСТ Р 55162 является одновременная регистрация и вибрационных и энергетических параметров молотка, что увеличивает надежность экспериментальных данных.

Сопоставление результатов испытаний по ГОСТ Р 55162 и по ГОСТ Р ИСО 28927-10, насколько нам известно, не проводилось.

А как соотносятся результаты испытаний с вибрационными характеристиками молотков в реальных условиях эксплуатации?

В 2020 году Британская организация «Health and Safety Executive» (Исполнительный директор по охране труда) опубликовала отчет «Эффективность британского стандарта BS EN ISO 28927-10:2011 в определении виброактивности ударных сверл и отбойных молотков» (RR 1164 Research Report “The effectiveness of British Standard BS EN ISO 28927-10:2011 concerning the vibration emission of percussive drills, hammers and breakers”) [61], главный вывод которого гласит: нагрузочное устройство – имитатор объекта обработки DYNALOAD, применяемое для ручных машин ударного действия, не позволяет получить вибрационные характеристики, соответствующие верхнему квантилю вибрации в условиях эксплуатации⁶².

Таблица 5.3 – Сравнение вибрационных характеристик молотков в натуральных условиях с результатами испытаний по Британскому стандарту BS EN ISO 28927-10

Тип молотка	Рабочая операция	Среднее значение, м/с ²	Стандартное отклонение, м/с ²	Верхний квантиль, м/с ²
Работа молотка в натуральных условиях				
E	Разрушение бетона марки 40, инструмент пика	14,3	2,7	16,6
E	Разрушение бетона марки 40, инструмент зубило	13,4	1,7	14,4
E	Разрушение бетонного пола, инструмент пика	14,6	1,3	14,8
E	Разборка кирпичной стены	15,5	4,9	19,1
F	Разрушение бетонного пола, инструмент пика – непрерывная работа	22,9	3,3	25,1
F	Разрушение бетонного пола, инструмент пика – работа с остановками	12,6	2,5	14,3
F	Разрушение бетона марки 40, инструмент пика	16,7	5,6	22,6
Вибрационная характеристика по BS EN ISO 28927-10:2011				
E	DYNALOAD	2,4	1,9	4,3
F	DYNALOAD	9,0	1,4	10,4

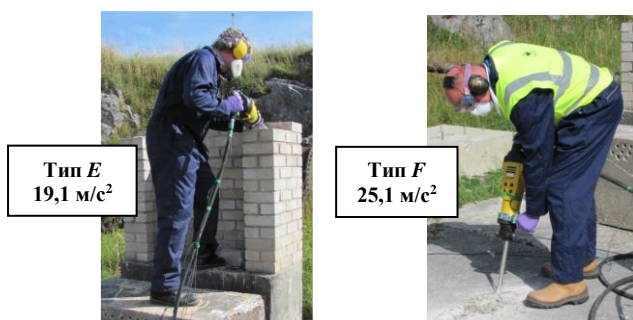


Рис. 5.10 – Фотографии работы молотков
 а) по кирпичной кладке; б) по бетону;
 давление сжатого воздуха 6,2...6,3 бар (0,6 МПа);
 слева показаны значения полного виброускорения,
 соответствующие верхнему 75 %-му квантилю ви-
 брации при выполнении данной рабочей операции

For the majority of tool types, the vibration emission test code in BS EN ISO 28927-10:2011 does not produce vibration magnitudes that represent the in-use vibration; the only exception being some rock drills. Any risk assessment made based on emission values generated by this test code would be likely to result in a serious under-estimate of the in-use vibration risk.

Use of the dynamic loading device known as the dynaload is not a suitable technique for generating emission values for percussive tools that reflect the upper quartile of in-use vibration magnitudes, as required by BS EN ISO 20643:2008+A1:2012.

⁶² Мы будем цитировать английский вариант документов во избежание неточностей перевода.

В Таблице 5.3 представлены результаты измерений вибрации молотков типа *E* и *F*, показанных на рис. 5.10⁶³. Вибрация молотка типа *E* (масса 6,3 кг) при разборке кирпичной стены и при работе по бетону оказалась в среднем 3...4 раза выше, чем на приемнике удара DYNALOAD, а вибрация более тяжелого молотка *F* (10,5 кг) при работе по бетону – выше почти в 2 раза.

Британский научный отчет показывает, что **метод испытаний по ГОСТ Р ИСО 28927-10 дает низкую оценку вибрации и не позволяет прогнозировать вибрационную характеристику отбойных молотков в реальных условиях эксплуатации.**

К сожалению, аналогичного исследования для ГОСТ Р 55162, стенда СОРП и отечественных молотков не проводилось.

Тем не менее, по нашему мнению, **стенд СОРП обладает рядом преимуществ по сравнению с устройством DYNALOAD.**

И вот почему.

В отбойных молотках выявлено 20 источников продольной и поперечной вибрации (см. Эюд № 4). Доминирует в молотках продольная вибрация (вдоль оси движения ударника). Существенными источниками продольной вибрации, каждый из которых может значительно превышать санитарные нормы, являются: пневматические силы от изменения давления сжатого воздуха в рабочих камерах молотка, обратные удары рабочего инструмента по корпусу молотка, соударения корпуса с инструментом, обусловленные движением корпуса («посадки» на бурт инструмента) и скачкообразное внедрение инструмента в разрушаемый материал.

Обратимся к диаграмме на рис. 4.7, демонстрирующей качественное взаимодействие существенных источников вибрации в зависимости от прочности разрушаемого материала (средней скорости внедрения инструмента).

Для прочных материалов – бетон, скальные горные породы – характерны малая скорость внедрения инструмента, значительный отскок пики от забоя и высокая интенсивность обратных ударов инструмента по корпусу молотка.

Для материалов малой прочности: уголь, глина, асфальт, мерзлая земля – характерно значительное внедрение инструмента за удар (до 5 мм) [3-4, 52] и малая интенсивность обратных ударов пики.

Вибрация от пневматических сил (в первом приближении) не зависит от свойств разрушаемого материала.

Сопоставление рис. 5.2, 5.3 и 4.7 показывает, что имитатор объекта обработки (приемный узел энергии удара) стенда СОРП позволяет качественно воспроизводить работу отбойного молотка по материалам различной прочности.

Приемный узел стенда СОРП – гидравлический фрикцион, в котором при ударе происходит перемещение испытательной скалки с опорой на нее измерительной пики – спроектирован, исходя из глубокого понимания волновой теории удара в стержневых системах и процессов ударного разрушения [14, 35, 58, 62].

Физическими факторами, которые количественно характеризуют влияние объекта обработки на вибрацию молотка, являются: глубина внедрения инструмента за удар Δ , импульсы обратных ударов J , передаваемых пикой корпусу молотка, и коэффициент отскока корпуса от (невозбужденного) инструмента λ_c .

На рис. 4.3 показаны диаграммы виброскорости ствола молотка МО-2М на стенде СОРП при различной глубине внедрения инструмента за удар в диапазоне $v_{cp} = 0,25 \dots 8,0$ см/с (давление 0,4 МПа, усилие нажатия 200 Н). По ним построены зависимости импульса обратного удара J и коэффициента отскока λ_c от величины перемещения скалки за удар Δ – рис. 4.2.

Аналогичные зависимости должны быть получены в натуральных условиях для выбранных типовых объектов обработки: уголь, асфальт, бетон и др., а также на стенде для всех типоразмеров молотков при давлении сжатого воздуха 0,5...0,7 МПа (диапазон реальных давлений при эксплуатации молотков).

⁶³ К сожалению, модели молотков в отчете не указаны; по цвету можно предположить – молотки Atlas Copco.

Сопоставляя эти данные, необходимо выбрать параметры источников вибрации, которые соответствуют объектам обработки, и предложить способы их имитации на испытательном стенде.

Уважаемые господа ученые, инженеры и производственники!

Мы имеем уникальное оборудование для вибрационных испытаний отбойных молотков, но как мы используем его? С нас требовали и требуют, чтобы молотки соответствовали санитарным нормам, и в погоне за этим «соответствием» были найдены условия испытаний, в которых вибрация молотка минимальна: заземленная в гидротисках пика и средняя скорость внедрения инструмента $1,8 \pm 0,2$ см/с.

Значит, задача решена?

Нет, предстоит большая научная работа, поскольку обеспечение вибрационной безопасности состоит в другом: **предоставить потребителю информацию о возможных максимальных уровнях вибрации при работе с отбойными молотками в типовых условиях эксплуатации.**

Отбойный молоток является универсальным инструментом по своему назначению. Значит, необходимо предоставить данные о его вибрации и при работе и по скальным горным породам, и по бетону, и по кирпичной кладке, асфальту, и по мерзлому грунту, и по углю.

Нужно дать соответствие между вибрационными характеристиками машины, полученными в стендовых и натуральных условиях.⁶⁴ Только получив такую информацию, мы сможем понять недостатки отечественных молотков и создать машины действительно вибробезопасные (виброзащищенные).

Приведенный анализ показал, что **на сегодняшний день существует противоречие между методами испытаний пневматических отбойных молотков, принятыми в СССР (примером является ГОСТ Р 55162), и международными стандартами на испытания и оценку виброактивности молотков (ГОСТ Р ИСО 28927-10, ГОСТ CEN/TR 15350, Европейская директива по безопасности 2002/44/EC).**

Это противоречие имеет глубокую методологическую основу и усугубляется различием в нормировании локальной вибрации, оценке рисков виброзаболеваний, а также несоответствием ведомственных нормативов.

Вот некоторые из них:

- согласно санитарным нормам и правилам СанПиН 1.2.3685-21 предельно допустимый уровень (ПДУ) виброускорения $2,0$ м/с²; недопустимый уровень вибрации, превышающий это значение в 4 раза и действовавший в предыдущих нормах СН-96, сегодня отменен;

- с 2009 года пневматические отбойные молотки (а также другие ручные машины ударного действия) исключены из Перечня товаров и услуг, подлежащих обязательной сертификации;

- требования к вибрационным характеристикам отбойных молотков – ГОСТ 17770 в настоящее время не являются обязательными: в РФ можно производить и ввозить из-за рубежа молотки с любыми, сколь угодно высокими вибрационными характеристиками, например: сегодня из КНР импортируются молотки МО-2К, скорректированный уровень виброускорения которых во всем диапазоне усилий нажатия превышает 130 дБ (+18 дБ по сравнению с нормой), и молотки TEX 09PS, TEX 10PS шведской фирмы Atlas Copco, виброускорение которых $16...22$ м/с² (в $8...11$ раз выше нормы)⁶⁵;

- ГОСТ CEN/TR 15350 нормирует порог предупреждения вибрационного заболевания $2,5$ м/с² и предельно допустимое значение $5,0$ м/с², а в СанПиН 1.2.3685-21 предельно допустимый уровень виброускорения $2,0$ м/с², и это безопасное значение, как действовать при его превышении, санитарные нормы не указывают;

⁶⁴ Примером такой связи служит ГОСТ CEN/TR 15350, где для отбойных молотков используются эмпирический повышающий коэффициент 2. Согласно данным «Health and Safety Executive» этот коэффициент должен быть выше. Но в данных исследованиях не рассматривались отечественные отбойные молотки.

⁶⁵ Надо отдать должное фирме Atlas Copco: она не только честно указывает высокую вибрацию своей продукции, но и предлагает молотки серии PE с виброзащитой, вибрация которых в $4...5$ раз ниже (см. Табл. 1.4).

- в методике специальной оценки условий труда [64], устанавливающей классы условий труда, которые представлены в Таблице 5.4, также отличается и порог, с которого начинаются вредные условия труда, и порог опасности, когда работа запрещена. Методика фактически использует отмененные санитарные нормы локальной вибрации СН-96.

Таблица 5.4 – Классы условий труда локальной вибрации на рабочем месте

Название фактора, показатель, единица измерения	Класс условий труда					
	Допустимый	Вредный				Опасный
	2	3.1	3.2	3.3	3.4	4
	Превышение ПДУ до ...дБ/раз (включительно):					
Вибрация локальная, эквивалентный скорректированный уровень (значение) виброскорости, виброускорения (дБ/раз)	ПДУ 2,0 м/с ²	3/1,4	6/2	9/2,8	12/4	12/4

Но это вопросы к Правительству РФ, Росстандарту, Минздраву и Минтруду России, они выходят за рамки данной статьи.

А каковы заявленные вибрационные характеристики отечественных молотков?

В Паспортах на модели МОП-2, МОП-3, МОП-4 ООО «ТоМаш» – наиболее массового производителя отбойных молотков в РФ читаем:

2.2. Вибрационные характеристики молотков соответствуют требованиям ГОСТ 17770-86 и ГОСТ 16519-78 при коэффициенте внутрисменного использования 1,0...

Данная информация означает, что молотки удовлетворяют требованиям действующих санитарных норм, с ними можно работать 8 часов в смену в течение всего стажа работы и не подвергаться риску получить вибрационное заболевание.

Значит, эти молотки **абсолютно вибробезопасны**? И автор данной статьи «ломится в открытую дверь»: **нет никакого вопроса с вибрацией молотков**? Ведь эти вибрационные характеристики соответствуют требованиям Технического регламента Таможенного Союза ТР ТС 010/2011 «О безопасности машин и оборудования» и подтверждены Сертификатом Соответствия Евразийского Экономического Союза № ЕАЭС RU C-RU.АД07.В02365/20 (серия RU№ 0225061), выданным производителю Органом по сертификации Обществом с ограниченной ответственностью «Центр Сертификации «ВЕЛЕС».

Во-первых, автор статьи выражает свое частное мнение: на основании вышеизложенного он имеет право сомневаться в корректности указанных данных: молотки серии МОП мощностью порядка 1000 Вт, конструкция которых не содержит виброзащитных устройств, не могут быть вибробезопасны.

Во-вторых, автор обращался в указанный Орган по сертификации с просьбой провести испытания отбойных молотков с определением вибрационных характеристик по действующим стандартам: ГОСТ Р ИСО 28927-10 и/или ГОСТ Р 55162, и получил ответ «нет оборудования».

В-третьих, насколько автору известно, до настоящего времени официальные испытания отечественных молотков по ГОСТ Р ИСО 28927-10 и ГОСТ Р 55162 в РФ не проводились.

Конечно, в целях заявления вибрационных характеристик молотки могли быть испытаны по ГОСТ 12.2.010 в натуральных условиях, но тогда возникают вопросы:

- по какому представительному объекту обработки: уголь, кирпич, асфальт, бетон?
- при выполнении какой представительной операции: работа вертикально вниз, горизонтально или под углом, при каком давлении сжатого воздуха, с каким усилием нажатия, с каким рабочим инструментом, какова была поза оператора и положение его рук?

И, наконец, автор считает маловероятным, что при натуральных испытаниях была получена столь низкая вибрация для всех 4-х типоразмеров молотков⁶⁶.

⁶⁶ К сожалению, получить протокол испытаний молотков от ООО «ТоМаш» оказалось невозможным.

Поэтому автор призывает:

- производителей отбойных молотков – провести испытания по ГОСТ Р ИСО 28927-10 и опубликовать Протоколы этих испытаний; по их результатам заявить вибрационные характеристики молотков и внести их в техническую документацию (Паспорт, Руководство по эксплуатации) с указанием метода испытаний – испытательного кода по вибрации; это необходимо для сравнения отечественных и импортных молотков, а также для оценки вибрационной экспозиции в натуральных условиях по ГОСТ СЕН/TR 15350: на сегодняшний день это единственный нормативный документ, который позволяет по вибрационной характеристике, заявленной производителем, прогнозировать вибрацию молотка в условиях эксплуатации;

- ученых, инженеров, конструкторов – исследовать работу молотков в натуральных условиях, разрабатывать стенды, имитирующие эти условия и динамические свойства человека-оператора, исследовать на них и создавать молотки со сниженной вибрацией, доказывая на деле, что отечественные стенды лучше импортных аналогов воспроизводят реальную работу молотков, а молотки обеспечивают более безопасные условия труда.

Мы начали эту статью с тезиса, что отечественная наука достигла значительных успехов в снижении вибрации машин ударного действия.

Это действительно так. Но нам решительно не хватает данных о вибрации молотков в условиях эксплуатации! Мы «до сих пор стучали по железке»⁶⁷. Необходимо сделать еще один шаг – перейти к реальным натурным объектам, взяв с собой весь багаж научного знания, собранный за последние 70 лет.

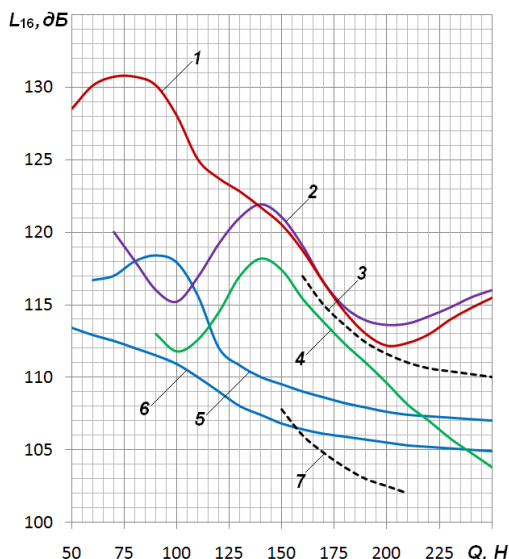


Рис. 5.11 – Эффективность различных виброизоляторов рукоятки отбойного молотка стенд СОРП-3, давление 0,4 МПа, $v_{cp} = 1,8$ см/с

L_{16} – уровень виброскорости в октаве 16 Гц;

Q – усилие нажатия;

1 – резиновый виброизолятор (МО-2);

2 – пневморезиновый виброизолятор (МО-2М);

3, 7 – пружинные виброизоляторы с коэффициентом жесткости 20,0 кН/м и 5,5 кН/м;

4 – пневмопружинный виброизолятор, коэффициент жесткости 12,5 кН/м;

5, 6 – пневматические виброизоляторы с авторегулированием, объем пневмоцилиндра 50 см³ и 100 см³

Науке сегодня есть что предложить в решении этих задач.

У нас имеется испытательный стенд СОРП, и есть понимание, как его совершенствовать, у нас создана уникальная аппаратура для измерения энергетических параметров молотков УИПУ-4М, которая по стабильности и точности превосходит мировые аналоги [50], у нас есть методики испытаний с одновременным получением вибрационных и энергетических параметров молотков.

У нас имеются наработки.

На рис. 5.3 представлена вибрационная характеристика молотка МОД-2 [4, 53, 65], созданного для условий угольных шахт; его вибрация на 8...9 дБ (в 2,5 раза) ниже, чем у серийных молотков.

На рис. 5.11 представлены возможности различных систем виброзащиты молотков, которые позволяют двигаться в направлении дальнейшего снижения вибрации.

Надеюсь, что у нас есть и желание, и силы для такой работы!

⁶⁷ Тезис принадлежит инж. В. А. Кашаеву

Уважаемые коллеги и читатели!

Данный Этюд носит дискуссионный характер. Это размышление и критический взгляд на научную деятельность по пневматическим отбойным молоткам.

Автору менее всего хотелось, чтобы Этюд воспринимался как желание очернить достижения отечественных ученых, к которым он и сам принадлежит.

И главное – хотелось бы получить отклик от коллег, людей и организаций, заинтересованных в создании вибробезопасных условий работы с отбойными молотками и шире – с ручными машинами ударного действия.

Поэтому автор призывает всех заинтересованных специалистов включиться в эту работу.



**Работа молотка МОР-3 ТЗК по бетону
7,8 кг, 44 Дж, 20,5 с⁻¹, 900 Вт**



Памятник Алексею Григорьевичу Стаханову, г. Стаханов, парк «Горняк»

ЭТЮД № 6

Модель пневматической ударной машины с дисковым клапаном

*Материалы Этюда опубликованы в Международном инженерном журнале
«Приводы и компоненты машин» № 1-3 в 2021 г. и № 1-3 в 2023 г.*

В строительстве, дорожных работах, горном и рудном деле для разрушения материалов высокой прочности применяют пневматические отбойные молотки и бетоноломы. Широкое распространение получили машины классической схемы⁶⁸ с пластинчатым дисковым клапаном:

- молотки МО-2Б, МО-3Б, МО-4Б и бетоноломы Б-1, Б-2, Б-3, серийно выпускаемые Томским электромеханическим заводом им. В. В. Вахрушева (АО «ТЭМЗ»);
- молотки МОП-2, МОП-3, МОП-4 и их модификации, бетоноломы БК-1, БК-2, БК-3, выпускаемые Томским заводом Кузнецова (ООО «ТоМаш», торговая марка «ТЗК»);
- молотки и бетоноломы китайских производителей (более десятка марок).

В данном Этюде представлена математическая модель указанного типа ударных машин (молотков). В основу работы положены исследования [1, 4, 48, 66-67], выполненные в Институте горного дела им. А. А. Скочинского и ООО «УДАРМАШ», в которых показано:

- давление сжатого воздуха в предклапанном пространстве молотка отличается от сетевого давления и значительно изменяется (более 1 ати), что оказывает существенное влияние на пневматический цикл и вибрационные характеристики молотка;
- после удара ударника по рабочему инструменту (пике) в течение короткого интервала времени (не более 100...300 мкс) инструмент наносит обратный удар по корпусу молотка и далее внедряется в разрушаемый материал на некоторую глубину; импульс обратного удара, передаваемый корпусу, и глубина внедрения инструмента зависят от прочности материала;
- коэффициент отскока корпуса молотка от инструмента также зависит от глубины его внедрения (т.е. также от прочности разрушаемого материала);
- при расчете срабатывания воздухораспределительного механизма (переброски клапана) следует учитывать не только статические силы давления в камерах молотка, но и аэродинамические силы, возникающие при обтекании клапана потоком воздуха, который движется с околосвуковой скоростью.

⁶⁸ Классическая ударная машина состоит из корпуса, ударника и воздухораспределительного механизма. В корпусе размещен ударник и каналы для подачи и выхлопа сжатого воздуха, при этом тракт выхлопа из рабочих камер совмещен. В РФ эксплуатируется более 100000 таких отбойных молотков и бетоноломов.

Для построения математической модели пневматического отбойного молотка нами приняты следующие допущения:

- сжатый воздух является идеальным газом;
- давление и температура в сети сжатого воздуха постоянны;
- процессы изменения состояния сжатого воздуха в камерах молотка являются квазистатическими (время волнового выравнивания давления в камерах молотка на три порядка меньше времени цикла);
- теплообмен с деталями молотка отсутствует;
- в момент удара ударника по рабочему инструменту происходят следующие события: отскок ударника, обратный удар инструмента по корпусу молотка и внедрение инструмента в разрушаемый материал на заданную глубину;
- ударные взаимодействия происходят мгновенно;
- молоток работает вертикально вниз;
- усилие нажатия на молоток постоянно;
- силами трения между корпусом молотка и ударником, корпусом и хвостовиком инструмента, в силу их малости по сравнению с пневматическими силами, можно пренебречь.

Исходя из сказанного, пневматический отбойный молоток рассматривается как трехкамерная система, его схема показана на рис. 6.1.

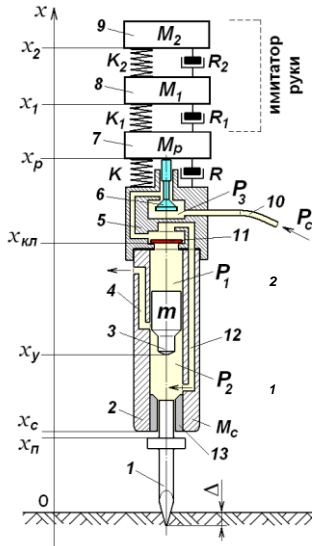


Рис. 6.1 – Схема пневматической ударной машины с дисковым клапаном

M_c, m, M_p, M_1, M_2 – массы корпуса (ствола), ударника, рукоятки, присоединенной массы руки и груза, создающего усилие нажатия соответственно; K, K_1, K_2, R, R_1, R_2 – коэффициенты жесткости и демпфирования виброизолятора и имитатора руки человека-оператора; P_1, P_2, P_3 – давления соответственно в камерах холостого и рабочего хода и в предклапанном пространстве; P_c – давление в сети сжатого воздуха; $x_п, x_у, x_с, x_{кл}, x_p, x_1, x_2$ – координаты бурта инструмента, корпуса, ударника, клапана, рукоятки, присоединенной массы руки и груза

Работа ударной машины происходит следующим образом.

Сжатый воздух из сети (P_c) подается в предклапанное пространство (P_3) и через воздухо-распределительный механизм 5, в зависимости от положения дискового клапана 11, попадает в камеру рабочего хода (P_2) или в камеру холостого хода (P_1).

Цикл работы молотка состоит из холостого и рабочего ходов. В начале холостого хода ударник 3, после удара по хвостовику инструмента (пики) 1 и отскока от него, под действием давления P_1 в камере холостого хода поднимается вверх. При этом клапан 11 закрывает вход в камеру рабочего хода, и воздух через каналы 12 подается в камеру холостого хода, повышая давление в ней. В процессе движения ударник открывает каналы выхлопа 4, через которые идет опорожнение камеры холостого хода, и одновременно сжимает воздух в камере рабочего хода, увеличивая давление P_2 . В результате происходит изменение положения (переброска) клапана: он открывает доступ сжатого воздуха в камеру рабочего хода и закрывает камеру холостого хода. Затем ударник тормозится, достигая верхней мертвой точки (начало рабочего хода), и вновь ускоряется, двигаясь вниз обратно к инструменту. На этом пути он снова открывает каналы выхлопа 4, что приводит к опорожнению рабочей камеры, сжатию воздуха в камере холостого хода и обратной переброске клапана. По завершении цикла ударник ударяет по инструменту и отскакивает от него. В тот же момент инструмент наносит обратный удар

по корпусу молотка 2 и внедряется в разрушаемый материал на некоторую глубину Δ . Далее цикл повторяется.

Таким образом, пневматический молоток работает в автоколебательном режиме, при котором ударник управляет положением дискового клапана и подачей сжатого воздуха в рабочие камеры.

Запишем уравнения изменения давления и температуры сжатого воздуха для каждой из камер [18, 46, 67-70]:

$$\frac{dP}{dt} = \frac{k}{V} \left[\mathcal{R} \left(\sum_{i=1}^n \theta_i G_i^+ - \theta \sum_{j=1}^q G_j^- \right) - P \frac{dV}{dt} \right],$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{\theta}{V} \left[\frac{\mathcal{R}}{P} \left\{ \sum_{i=1}^n (k\theta_i - \theta) G_i^+ - (k-1)\theta \sum_{j=1}^q G_j^- \right\} - (k-1) \frac{dV}{dt} \right],$$
(6.1)

где P, θ – абсолютные давление и температура в камере; V – объем камеры; t – время; k – показатель адиабаты для воздуха; $\mathcal{R} = 287$ Дж/(кг·град) – газовая постоянная для воздуха; i – номер источника⁶⁹, из которого воздух поступает в камеру; θ_i – температура воздуха в i -ом источнике; G_i^+ – мгновенный расход нагнетания в камеру из i -го источника; n – число источников нагнетания; G_j^- – мгновенный расход истечения воздуха из камеры по j -му каналу; q – число каналов истечения воздуха из данной камеры.

Расход воздуха G рассчитывается по формуле Сен-Венана и Ванцеля (2.19).

Камера рабочего хода (см. рис. 6.1) ограничена снизу задним торцом ударника, а сверху клапаном, закрывающим вход воздуха в камеру, поэтому, кроме объема корпуса молотка, в объем камеры включается и часть объема воздухораспределения.

В корпусе некоторых ударных машин имеются дополнительные каналы, соединенные с камерой рабочего хода, которые в зависимости от положения ударника могут открываться или закрываться⁷⁰. Соответственно, их объем включается или исключается из объема камеры.

Камера холостого хода ограничена сверху соударяемым торцом ударника, а снизу корпусом и хвостовиком инструмента. В нее включаются каналы подачи воздуха и часть объема воздухораспределения над клапаном, когда последний закрывает вход в эту камеру. Аналогично в корпусе молотка могут располагаться дополнительные каналы, соединенные с камерой холостого хода, которые ударник может открывать или закрывать при своем движении.

Пусть в некоторый момент времени ударник зарывает дополнительный канал объемом V_k с давлением воздуха в нем P_k и температурой θ_k , а по прошествии некоторого времени открывает его, соединяя с одной из рабочих камер молотка.

Пусть также при открытии канала термодинамические характеристики рабочей камеры таковы: объем V , давление P , температура θ . Пренебрегая теплообменом между воздухом в канале и корпусом молотка⁷¹, новое состояние воздуха в камере (V', P', θ') определяется соотношениями включения канала в состав рабочей камеры⁷²:

$$V' = V + V_k, \quad P' = (P_k V_k + PV)/V', \quad \theta' = P' V' / (P_k V_k / \theta_k + PV / \theta)$$
(6.2)

Третья камера – будем называть ее *входной камерой* – включает в себя объемы входных штуцеров молотка, камеры под пусковым вентилем и каналы ее соединения с воздухораспределением (другими словами – предклапанное пространство, см. рис. 6.1).

⁶⁹ Источником давления может быть другая камера, сеть или атмосфера.

⁷⁰ Дополнительные каналы, соединенные с камерой рабочего хода, имеются в отбойных молотках АО ТЭМЗ: МО-2М, МО-1Б, МО-2Б, МО-3Б, МО-4Б.

⁷¹ Длительность закрытия канала обычно составляет 10...20 мс и не превышает половины цикла молотка.

⁷² Считаем, что процесс включения («ассимиляции») канала происходит мгновенно.

Теория пластинчатого (дискового) клапана подробно рассмотрена в работе [71]. Силы, действующие на клапан, рассматриваются в ней как статические, определяемые давлениями в камерах молотка. Аналогичный подход изложен в моделях ударных машин [18, 46, 69].

В работе [67] мы показали, что для определения момента срабатывания (переброски) дискового клапана пневматического молотка, кроме статических сил, необходимо учитывать аэродинамические силы и соответствующее им распределение давлений вдоль поверхности клапана, обтекаемого потоком воздуха с околосвуковой скоростью. Здесь мы, основываясь на результатах этой работы, представим алгоритм расчета состояния клапана в любой момент времени.

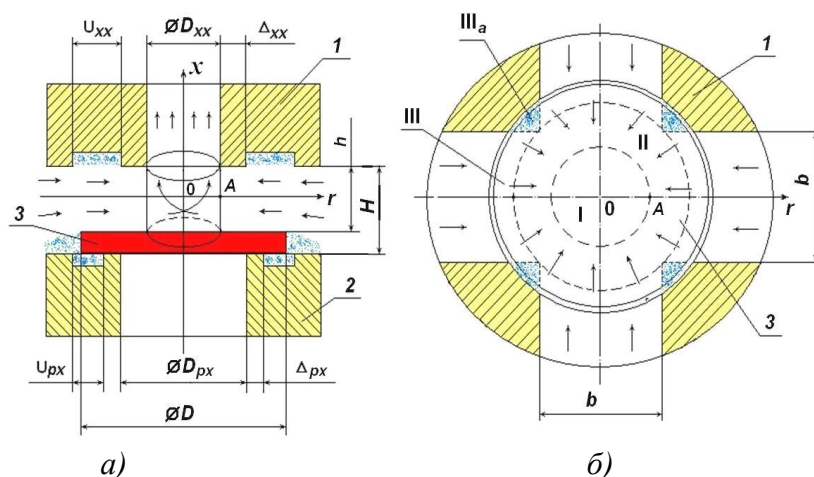


Рис. 6.2 – Схема клапанной коробки отбойного молотка

а) сечение перпендикулярно плоскости клапана; б) сечение параллельно плоскости клапана;
 1 – проставка с отверстием (окном) в камеру холостого хода; 2 – седло клапана с отверстием (окном) в камеру рабочего хода; 3 – клапан; b , H – ширина и высота паза в проставке; h , D – ход и диаметр клапана; D_{xx} и D_{px} – диаметры окон для подачи воздуха в камеры холостого и рабочего хода; Δ_{xx} , Δ_{px} – ширина опорного пояса клапана соответственно в проставке и седле; U_{xx} , U_{px} – ширина канавки за опорным пояском в проставке и седле; стрелками показано движение воздуха

Схема клапанной коробки с дисковым клапаным механизмом представлена на рис. 6.2. Для удобства изложения будем называть поверхность клапана, закрывающую вход сжатого воздуха в рабочую камеру молотка, **запорной поверхностью**, а противоположную поверхность, вдоль которой течет воздушный поток, – **свободной поверхностью** клапана.

Мы исходим из следующих допущений:

1. Клапан перемещается строго плоскопараллельно вдоль вертикальной оси x .
2. Минимальное сечение нагнетательного тракта от сети сжатого воздуха до рабочих камер располагается внутри клапанной коробки и представляет собой кольцевой зазор между свободной поверхностью клапана и кромкой отверстия в рабочую камеру машины (на рис. 6.2, а – боковая поверхность цилиндра, проходящая через точку А).

3. Воздушный поток над свободной поверхностью клапана является стационарным. Движение воздуха направлено к центру клапана. В каждом сечении потока $S(r)$ с радиусом r , перпендикулярном линиям тока, давление одинаково по всему сечению и не зависит от координаты x .

4. Воздушный поток «не замечает» мелких особенностей геометрии клапанной коробки, таких как канавки (углубления) в проставке и седле клапана, поэтому при расчете площади сечения $S(r)$ можно их не учитывать.

5. Свободная поверхность клапана может быть разделена на три области, как показано на рис. 6.2, б. Первая область (I) соответствует вертикальной проекции окна в рабочую камеру, куда втекает поток воздуха (отверстие диаметром D_{xx} , соединенное с камерой холостого хода). Вторая область (II) соответствует кольцевому потоку воздуха. В третьей области (III), на краю

клапана, поток разделен на части в соответствии с геометрией направляющих поток прямоугольных пазов⁷³. Синим цветом показаны вихревые зоны (III_а), в которых нет поступательного движения воздуха.

В первой области $0 \leq r < r_0$ давление p равно⁷⁴

$$p = \begin{cases} p_k, & \sigma_* < \sigma_0 \leq 1, \\ p' \sigma_*, & \sigma_0 \leq \sigma_*, \end{cases} \quad (6.3)$$

где p_k – давление в камере молотка, куда нагнетается воздух; p' – давление в полости, откуда происходит нагнетание воздуха; $\sigma_0 = p_k/p'$; r_0 – радиус окна нагнетания: при подаче воздуха на холостой ход $r_0 = D_{xx}/2$, при подаче на рабочий ход $r_0 = D_{px}/2$.

Во второй и третьей области давление p определяется из уравнения

$$\varphi(\sigma)S(r) = \varphi(\sigma_0)S(r_0), \quad (6.4)$$

$$S(r) = 2\pi r h, \quad r_0 \leq r \leq \frac{b}{2\sin(\pi/n)} \quad \text{– для области II,}$$

и

$$S(r) = 2nrh \arcsin \frac{b}{2r}, \quad \frac{b}{2\sin(\pi/n)} < r \leq \frac{D}{2} \quad \text{– для области III,}$$

где $S(r_0) = \pi r_0 h$, h – ход клапана; b – ширина паза в проставке; n – число пазов для подачи воздуха⁷⁵; D – диаметр клапана.

Соотношения (6.4) и (6.5) справедливы при нагнетании воздуха в рабочие камеры молотка, когда $p_k \leq p'$.

Если $p_k > p'$, происходит истечение воздуха из камеры в предклапанное пространство, и давление p следует рассчитывать по формуле

$$p = p' \left[1 + \left(\frac{S(r_0)}{S(r)} \right)^2 \left\{ \sigma_0^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \right]^{\frac{k}{k-1}}. \quad (6.6)$$

Уравнение движения клапана запишем так:

$$m_{\text{кл}} \ddot{x}_{\text{кл}} = 2\pi \int_0^{D/2} [p_1(r) - p_2(r)] r dr - m_{\text{кл}} g \pm \mathcal{N}, \quad (6.7)$$

где $m_{\text{кл}}$, $x_{\text{кл}}$ – масса и координата клапана; $p_2(r)$, $p_1(r)$ – давление воздуха над и под клапаном на расстоянии r от его центра; \mathcal{N} – сила реакции опоры (знак "+" соответствует положению клапана, запирающего камеру рабочего хода, а знак "-" – положению клапана, запирающего камеру холостого хода).

Покоящийся на опорном пояске клапан начинает движение при $\mathcal{N} = 0$, $\ddot{x}_{\text{кл}} = 0$. Отсюда получаем давление в запираемой камере p_k , соответствующее началу переборки клапана:

$$p_k = \frac{1}{r_0^2} \left(2 \int_0^{D/2} p(r) r dr \pm \frac{m_{\text{кл}} g}{\pi} - \frac{p_{\text{оп}}(D_2^2 - D_1^2)}{4} \right), \quad (6.8)$$

⁷³В современных молотках и бетоноломах воздух подается через четыре одинаковых паза.

⁷⁴Давление не может быть ниже критического значения, определяемого местной скоростью звука.

⁷⁵Считаем, что все пазы одинаковы по ширине и высоте.

где при переброске клапана на рабочий ход: $p = p_2$, $D_1 = D_{px} + 2\Delta_{px}$, $D_2 = D_1 + 2U_{px}$ и знак "+" во втором слагаемом; при переброске клапана на холостой ход: $p = p_1$, $D_1 = D_{xx} + 2\Delta_{xx}$, $D_2 = D_1 + 2U_{xx}$ и во втором слагаемом знак "-"; $p_{оп}$ – давление воздуха за опорным пояском на запорной поверхности клапана.

Давление $p_{оп}$ находится из уравнений (6.4) или (6.6), при $S(r) = nbH$, где H – высота паза в проставке (см. рис. 6.2, а).

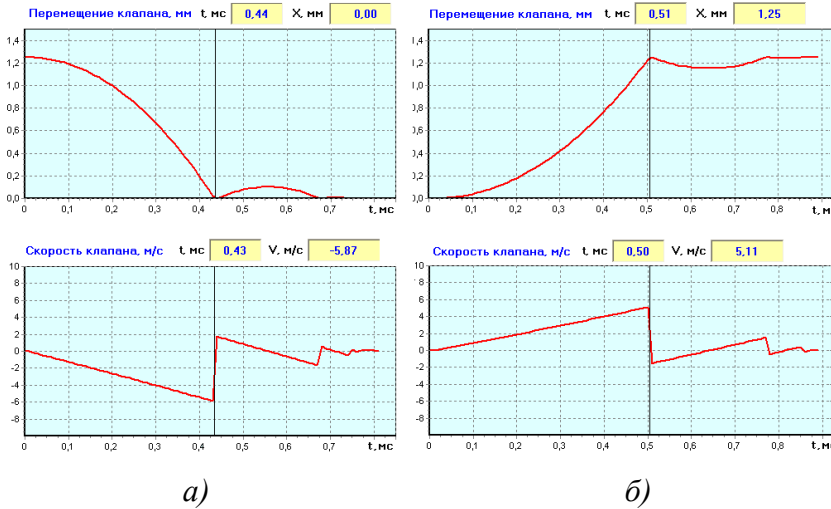


Рис. 6.3 – Графики перемещения и скорости клапана молотка МО-2М при давлении сжатого воздуха 0,4 МПа:
перевоска на холостой (а)
и на рабочий ход (б)

При отрыве клапана от опорного пояса возникает поток воздуха в ранее закрытую камеру молотка или из нее (в зависимости от соотношения давлений в этой камере и предклапанном пространстве). Давление вдоль освободившейся поверхности клапана определяется соотношениями (6.4) – (6.6).

Дальнейшее движение клапана подчиняется уравнению (6.7) при $\mathcal{N} = 0^{76}$.

Естественными ограничениями движения клапана служат опорные пояски седла и проставки. Пусть в некоторый момент времени τ клапан достигает опорного пояса, при этом он ударяется и отскакивает от него. Изменение состояния клапана в момент удара τ запишем в виде:

$$\begin{cases} \dot{x}_{кл}(\tau + 0) = -\lambda_{кл}\dot{x}_{кл}(\tau - 0), \\ x_{кл}(\tau) = h, \dot{x}_{кл}(\tau - 0) \geq 0 \text{ при переброске клапана на рабочий ход,} \\ x_{кл}(\tau) = 0, \dot{x}_{кл}(\tau - 0) \leq 0 \text{ при переброске клапана на холостой ход,} \end{cases} \quad (6.9)$$

где $\lambda_{кл}$ – коэффициент отскока клапана при ударе о детали клапанной коробки.

Возникает так называемый «бесконечноударный процесс» [72] с постоянно уменьшающимися интервалами времени между соударениями клапана с опорным пояском клапанной коробки. При численном решении считаем этот процесс законченным, если интервал времени между последовательными соударениями клапана стал меньше шага интегрирования. Тогда клапан полностью теряет свою скорость и покоится на пояске, запирая соответствующую рабочую камеру молотка и прекращая ее сообщение с предклапанном пространством и сетью сжатого воздуха.

Соотношения (6.4) – (6.9) позволяют рассчитать координату и скорость дискового клапана в любой момент времени.

На рис. 6.3 показаны расчетные графики перемещения и скорости клапана отбойного молотка МО-2М ТЭМЗ при сетевом давлении воздуха 0,4 МПа (масса клапана $m_{кл} = 7,5$ г; коэффициент отскока клапана $\lambda_{кл} = 0,3$; ход клапана $h = 1,25$ мм).

⁷⁶ Перемещением корпуса молотка можно пренебречь, т.к. ускорения клапана минимум на два порядка больше ускорений движения корпуса. По той же причине можно пренебречь и весом клапана.

Из графиков следует, что процесс переброски клапана занимает не более 1 мс, при этом скорости соударения клапана с деталями клапанной коробки достаточно высоки (сопоставимы со скоростями соударения ударника и пики): они достигают 5...6 м/с.

В конструкциях современных молотков камера рабочего хода начинается непосредственно сразу за клапанной коробкой, а камера холостого хода соединена с ней длинными каналами, как показано на рис. 6.1. Поэтому для определения истинного давления, действующего на клапан со стороны этой камеры, необходимо учесть волновое запаздывание давления вдоль тракта «клапанная коробка – камера холостого хода».

Воспользуемся индикаторной диаграммой давлений молотка МО-2М, представленной в Этюде № 2 на рис. 2.2, а. На ней в зависимости от времени t показаны кривые давлений в камере холостого хода P_1 , в камере рабочего хода P_2 и во входной камере P_3 . Последняя кривая примечательна тем, что она «чутко реагирует» на изменение сопротивления нагнетательного тракта, вызванное переброской клапана. Участки кривой AB и LM соответствует переброске клапана на рабочий ход, а участок CD – переброске на холостой ход.

Поправка на волновое запаздывание имеет существенное значение в виду большой крутизны кривой давления в камере холостого хода, предшествующей моменту удара⁷⁷ (см. участок EF).

Пусть l – длина нагнетательного тракта от клапанной коробки до входа в камеру холостого хода, тогда давление p_k , действующее на клапан со стороны этой камеры в момент времени t , будет равно

$$p_k(t) = P_1(t - \Delta t), \Delta t = l/c^*, \quad (6.10)$$

где c^* – скорость звука в камере холостого хода в момент времени $t - \Delta t$.

При численном решении модели молотка для каждого времени t' определяется температура θ_1 воздуха в камере, по ней рассчитывается скорость звука $c^* = \sqrt{kR\theta_1}$ и длительность волнового запаздывания давления Δt ; при этом запоминается давление P_1 , которое будет действовать на клапан в момент времени $t' + \Delta t$.

Ниже мы покажем (рис. 6.7), что в момент переброски клапана на холостой ход температура в камере $\theta_1 \approx 370^\circ\text{K}$, соответственно при $l = 270$ мм, $\Delta t = 0,7$ мс. Отступая на этот временной интервал влево от точки A , находим давление начала переброски клапана на холостой ход: $P_1 = 1,75$ ати (точка Q на рис. 2.2, а).

Аналогично по кривой давления в камере холостого хода определяем начало переброски клапана на рабочий ход – точку C ($\theta_1 \approx 270^\circ\text{K}$, $\Delta t = 0,8$ мс), которой соответствует давление $P_1 = 3,40$ ати.

Рассмотрим ударные взаимодействия молотка.

По завершении цикла ударник наносит удар по рабочему инструменту. При этом происходят следующие события: отскок ударника, внедрение инструмента в обрабатываемый материал и обратные удары инструмента по корпусу молотка. А в течение цикла наблюдаются соударения ствола с буртом инструмента («посадки» на бурт).

Длительность ударных взаимодействий составляет 100...500 мкс [35, 62, 74], что на 3 порядка меньше времени цикла. Можно считать, что эти процессы происходят «мгновенно».

Ударные взаимодействия описываются соотношениями:

Отскок ударника от хвостовика инструмента

$$\dot{x}_y(t_{ц} + 0) = -\lambda_y \dot{x}_y(t_{ц} - 0); x_y(t_{ц}) = x_n(t_{ц}), \dot{x}_y(t_{ц} - 0) < 0; \quad (6.11)$$

внедрение инструмента в обрабатываемый материал

$$x_n(t_{ц} + 0) = x_c(t_{ц} - 0) - \Delta; \quad (6.12)$$

⁷⁷ В камере идет адиабатическое сжатие.

обратный удар инструмента по корпусу молотка

$$\dot{x}_c(t_{ц} + 0) = \dot{x}_c(t_{ц} - 0) + J/M_c; \quad (6.13)$$

«посадка» корпуса молотка на бурт инструмента

$$\dot{x}_c(t + 0) = -\lambda_c \dot{x}_c(t - 0), \quad x_c(t) = x_n(t); \quad \dot{x}_c(t + 0) < 0, \quad t \in]0, t_{ц}[, \quad (6.14)$$

где $t_{ц}$ – длительность цикла молотка; λ_y, λ_c – коэффициенты отскока ударника и корпуса от инструмента; Δ – глубина внедрения инструмента за удар; J – импульс обратного удара.

На рис. 4.3 в Этюде № 4 представлены экспериментальные виброграммы скорости корпуса отбойного молотка МО-2М⁷⁸ при его работе на испытательном стенде по ГОСТ Р 55162 (сетевое давление 0,4 МПа, усилие нажатия 200 Н). На них показаны скачки виброскорости Δv , соответствующие обратному удару, и изменение скорости корпуса при его отскоке от неподвижного (невозбужденного) инструмента: $\lambda_c = |v_2/v_1|$. Диаграмма на рис. 4.3, а соответствует имитации работы молотка по бетону, а диаграмма на рис. 4.3, з – работе по мягкому углю.

Из диаграмм следует: обратный удар происходит только один раз за цикл молотка, а «посадка» ствола на бурт инструмента представляет собой серию ударных взаимодействий корпуса и инструмента с убывающей амплитудой скорости.

В работе [4] приведены диаграммы виброскорости корпуса молотка МО-2М при различной глубине внедрения инструмента. Построенные по ним зависимости импульса обратного удара $J(\Delta)$ и коэффициента отскока корпуса $\lambda_c(\Delta)$ представлены на рис. 4.2.

К сожалению, эти зависимости получены только для одного (второго) типоразмера отбойного молотка, только при работе на испытательном стенде и только для одного рабочего давления сжатого воздуха 0,4 МПа. Других экспериментальных данных для рассматриваемых ударных взаимодействий нам неизвестно.

В Этюде № 4, раздел 5 мы предложили экстраполяцию этих зависимостей для молотков, работающих на стендах типа СОРП (ГОСТ Р 55162), которую рекомендуем использовать при моделировании и в расчетах.

Уравнение движения механических частей ударной машины имеют вид:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_y = S_y(P_2 - P_1) - mg, \\ M_c\ddot{x}_c = (P_2 - P_a)S_c - (P_1 - P_a)(S_c - S_6) - (P_3 - P_a)S_o + K_0(x_p - x_c) + \\ \quad + R_0(\dot{x}_p - \dot{x}_c) + K(x_n - x_c) - M_c g, \\ M_p\ddot{x}_p = (P_3 - P_a)S_b - K_0(x_p - x_c) - R_0(\dot{x}_p - \dot{x}_c) + K_1(x_1 - x_p) + \\ \quad + R_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_p) - M_p g, \\ M_1\ddot{x}_1 = -K_1(x_1 - x_p) - R_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_p) + K_2(x_2 - x_1) + R_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - M_1 g, \\ M_2\ddot{x}_2 = -K_2(x_2 - x_1) - R_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - M_2 g, \end{cases} \quad (6.15)$$

где S_y, S_c, S_6, S_o, S_b – площади поперечных сечений соответственно: поршневой части ударника, центрального канала корпуса, отверстия под пику в буксе, отверстия под пусковой вентиль в корпусе и поршневой части вентиля; P_a – атмосферное давление; g – ускорение свободного падения.

Для расчетов по соотношениям (6.1) – (6.15) была написана программа для ПЭВМ, моделирующая работу пневматической ударной машины методом численного эксперимента.

Интегрирование дифференциальных уравнений модели в программе производится методом Рунге-Кутты 4-го порядка.

⁷⁸ Диаграммы получены по оригинальной методике машиностроительного завода «Звезда» [4].

Таблица 6.1 – Исходные данные для расчета молотка МО-2М

Группа	Технические показатели		Обозначение и размерность	Значение	
	Параметры				
Общие сведения	Масса корпуса молотка		M_c , кг	6,25	
	Масса рукоятки		M_p , кг	1,35	
	Масса ударника		m , кг	0,432	
	Присоединенная масса руки		M_1 , кг	2,4	
	Масса груза		M_2 , кг	25,5	
	Усилие нажатия		H	250	
	Диаметр ударника		мм	31,97	
	Диаметр центрального канала корпуса		мм	32,03	
	Диаметр буксы		мм	23,97	
	Диаметр отверстия корпуса под пусковой вентиль		мм	14,00	
	Диаметр поршневой части вентиля		мм	13,97	
	Коэффициент жесткости виброизолятора рукоятки		K , кН/м	60	
	Коэффициент сопротивления виброизолятора		R , Н·с/м	50	
	Параметры имитатора руки человека-оператора		по ГОСТ Р 55162		
	Давление воздуха в сети (избыточное)		P_c , МПа	0,4	
	Атмосферное давление		P_a , мм.рт.ст.	740	
	Температура сетевого и атмосферного воздуха		°С	20	
Масса клапана		$m_{кл}$, г	7,5		
Параметры воздухораспределения	Диаметр дискового клапана		D , мм	25	
	Ход клапана		h , мм	1,25	
	Число пазов в проставке		n	4	
	Ширина / высота паза		-	15,0 / 2,4	
	Диаметр окна со стороны рабочего хода		$D_{рх}$, мм	18,60	
	Диаметр окна со стороны холостого хода		$D_{хх}$, мм	15,00	
	Ширина опорного пояса со стороны рабочего хода		$\Delta_{рх}$, мм	1,95	
	Ширина опорного пояса со стороны холостого хода		$\Delta_{хх}$, мм	2,90	
Коэффициенты расхода	Нагнетание из сети в предклапанную камеру		$\mu_{0з}$	0,261	
	Нагнетание в сеть из предклапанной камеры		μ_{30}	0,900	
	Выхлоп из предклапанной камеры в атмосферу		$\mu_{3а}$	0,907	
	Нагнетание камеру рабочего хода		μ_{31}	0,504	
	Выхлоп в атмосферу из камеры рабочего хода		$\mu_{1а}$	0,445	
	Нагнетание в камеру холостого хода		μ_{32}	0,369	
	Выхлоп в атмосферу из камеры холостого хода		$\mu_{2а}$	0,445	
	Переток между камерами рабочего и холостого хода		μ_{12}	0,165	
	Выхлоп через зазор между корпусом и пикой		$\mu_{2п}$	0,632	
Нагнетание из камеры рабочего хода в предклап. камеру		$\mu_{2з}$	0,900		
Ударные взаимодействия	Глубина внедрения пики за удар		Δ , мм	0,93	
	Импульс обратного удара		J , Н·с	1,57	
	Коэффициент отскока	ударника от пики		λ	0,25
		корпуса от пики		λ_c	0,23
		ударника от корпуса		-	0,30
клапана		$\lambda_{кл}$	0,30		
Интегрирование	Шаг интегрирования		мс	0,01	
	Число точек спектрального анализа		-	32768	

С целью проверки физико-математической модели был выбран молоток МО-2М (согласно чертежам завода-изготовителя АО ТЭМЗ), работающий на испытательном стенде по ГОСТ Р 55162 при давлении сжатого воздуха 0,4 МПа и усилии нажатия 250 Н. Индикаторная диаграмма молотка (кривые изменения давлений в камерах), графики изменения скорости и перемещения ударника представлены в Этюде № 2 на рис. 2.2.

Параметры молотка МО-2М, полученные в результате обработки экспериментальных данных методом индикаторных диаграмм [2, 10], составили (см. Этюд № 2, раздел 1): энергия удара 29,72 Дж, частота ударов 19,38 с⁻¹, ударная мощность 575,9 Вт, коэффициент отскока ударника 0,25, максимальный ход ударника 146,7 мм, глубина внедрения пики за удар 0,93 мм.

Соответственно, по формулам рис. 4.2 получено: импульс обратного удара $J = 1,57 \text{ Н}\cdot\text{с}$, коэффициент отскока корпуса молотка от пика $\lambda_c = 0,25$.

Для проверки модели был проведен численный эксперимент. Исходные данные для расчета представлены в Таблице 6.1. Коэффициенты расхода нагнетания и истечения сжатого воздуха, определенные по индикаторной диаграмме молотка согласно [74] (см. Этуд № 2), выделены в ней жирным шрифтом.

Результаты расчета показаны на рис. 6.4.

При запуске численного эксперимента установившийся режим работы молотка наблюдался, начиная с 5...6 цикла. Далее циклы практически не изменялись.

Сопоставление расчетных и экспериментальных параметров молотка МО-2М дано в Таблице 6.2. Основные параметры цикла: энергия и частота ударов, расход воздуха, длительность цикла, ход ударника – совпадают с хорошей точностью: расхождение не более 5 %.

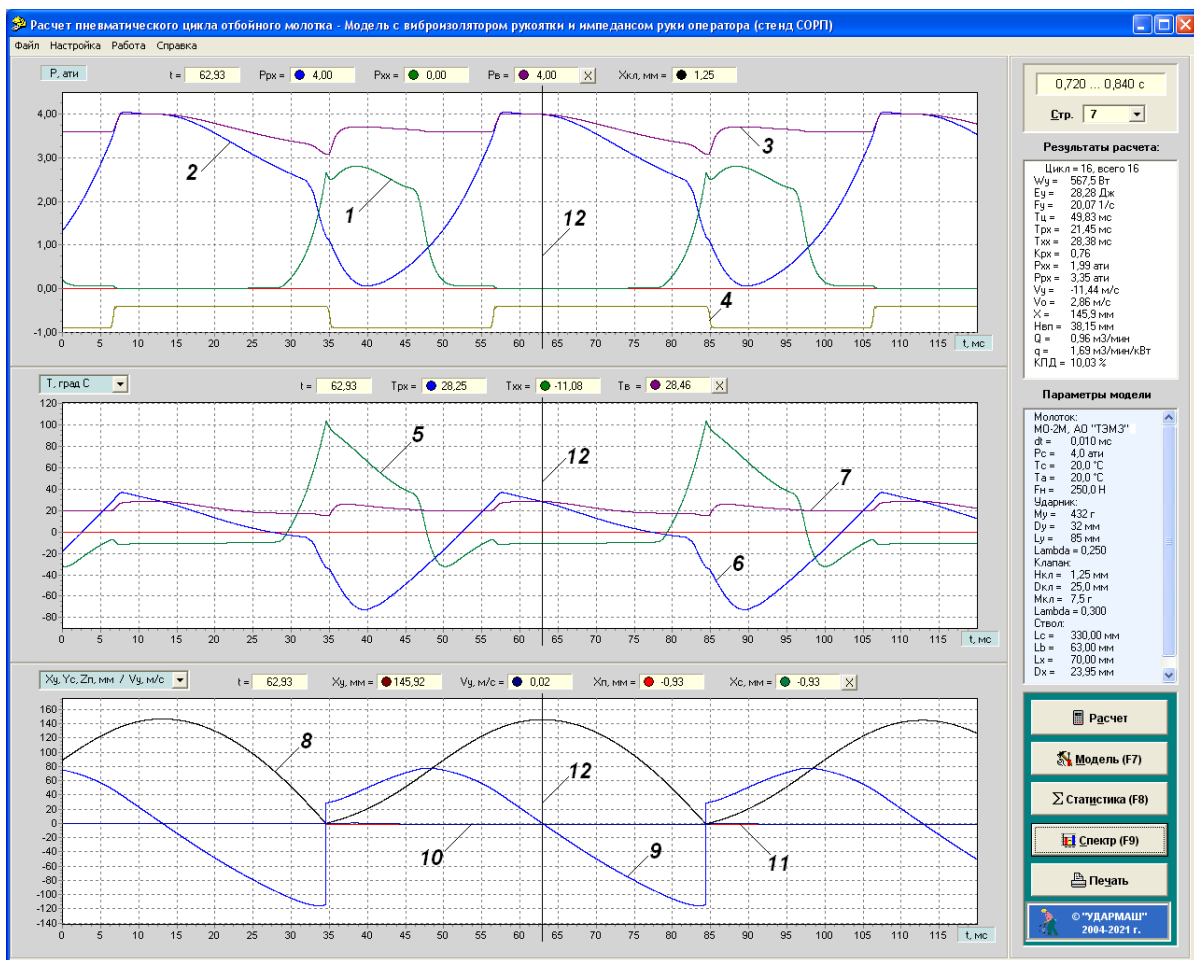


Рис. 6.4 – Расчетные циклы молотка МО-2М

1 – давление в камере холостого хода; 2 – давление в камере рабочего хода; 3 – давление во входной камере; 4 – диаграмма положения клапана; 5 – температура в камере холостого хода; 6 – температура в камере рабочего хода; 7 – температура во входной камере; 8 – перемещение ударника; 9 – скорость ударника; 10 – перемещение ствола; 11 – перемещение пика; справа показаны параметры цикла, на который указывает визир 12

Расчетные кривые давления качественно повторяют экспериментальную индикаторную диаграмму (ср. рис. 2.2 и рис. 6.4): острые пики давления при отскоке ударника (кривые 1 и 3), моменты времени переброски клапана (резкие изменения характера кривой 3 и диаграмма положения клапана 4, рис. 6.4).

Следует указать и отличия: кривая давления в камере холостого хода 1 имеет максимум 2,8 атм против 2,4 атм в эксперименте, расчетное давление переброски клапана на холостой ход выше на 13,7 % и меньший на 4 % расход воздуха.

Таблица 6.2 – Сравнение расчетного цикла молотка МО-2М с результатами эксперимента

Наименование параметра	Единица измерения	Расчетное значение	Данные Эксперимента	Погрешность, %
Ударная мощность	Вт	567,5	575,7	-1,4
Энергия удара	Дж	28,28	29,70	-4,8
Частота ударов	с ⁻¹	20,07	19,38	3,6
Длительность цикла	мс	49,83	51,60	-3,4
Длительность рабочего хода ударника	мс	21,45	21,30	0,7
Длительность холостого хода ударника	мс	28,38	30,30	-6,3
Предударная скорость ударника	м/с	11,44	11,73	-2,5
Скорость отскока ударника	м/с	2,86	2,97	-3,7
Максимальный ход ударника	мм	145,9	146,5	-0,4
Расход воздуха	м ³ /мин	0,96	1,00	-4,0
Давление переброски клапана на рабочий ход	ати	3,35	3,40	-1,5
Давление переброски клапана на холостой ход	ати	1,99	1,75	13,7
Уровень виброскорости рукоятки в октаве 16 Гц (на частоте ударов молотка)	дБ	113,0	113,2 [5]	-2,3

В целом следует признать, что получено хорошее приближение к экспериментальной индикаторной диаграмме молотка МО-2М.

Предложенная модель была применена к наиболее распространенному современному отбойному молотку второго типоразмера МО-2Б ТЭМЗ.

Расчеты сравнивались с результатами периодических испытаний молотков в лаборатории завода-изготовителя при номинальном давлении сжатого воздуха 0,5 МПа и усилии нажатия 200 Н.

Испытания проводились на стенде по ГОСТ Р 55162 при скорости пробивки скалки (скорости внедрения инструмента) $1,8 \pm 0,2$ см/с. Энергетические параметры молотков определялись тензометрическим методом [50]. Средняя частота ударов, зарегистрированная при испытаниях, составила $23,28$ с⁻¹, соответственно, глубина внедрения пики за один удар $\Delta = 0,77$ мм. По формулам Этюда № 4, рис 4.2 величина импульса обратного удара инструмента составила $J = 1,77$ Н·с, а коэффициент отскока корпуса молотка от пики $\lambda_c = 0,28$.

Согласно методике испытаний сжатый воздух подавался в молоток из ресивера, давление в котором поддерживалось равным 5,3 ати (длина питающего рукава $5,00 \pm 0,25$ м), статическая сила нажатия на молоток 200 Н; коэффициент отскока ударника от хвостовика пики $\lambda = 0,25$.

Коэффициент жесткости концевой пружины молотка МО-2Б равен $K = 35$ кН/м, коэффициенты жесткости и сопротивления виброизолятора рукоятки молотка соответственно, равны: $K_0 = 10$ кН/м, $R_0 = 100$ Н·с/м (см. рис. 6.1).

Коэффициенты расхода выбирались так, чтобы обеспечить заданную ударную мощность молотка, энергию, частоту ударов и расход воздуха; они равны:

$$\begin{aligned} \mu_{03} &= 0,495; & \mu_{30} &= 0,700; & \mu_{3a} &= 0,900; & \mu_{31} &= 0,280; & \mu_{1a} &= 0,500; \\ \mu_{32} &= 0,600; & \mu_{2a} &= 0,500; & \mu_{12} &= 0,100; & \mu_{2п} &= 0,100; & \mu_{23} &= 0,900. \end{aligned}$$

В Таблице 6.3 представлены расчетные данные, полученные на модели, в сравнении с результатами периодических испытаний отбойных молотков МО-2Б. Как следует из таблицы, расчетные значения энергии и частоты ударов практически не отличаются от экспериментальных данных, а скорректированный уровень виброскорости больше на 0,5 дБ (+5,9 %).

На рис. 6.5 показаны расчетные циклы молотка МО-2Б: давления в камерах – кривые 1-3, диаграмма перемещения клапана 4, мгновенные расходы нагнетания в рабочие камеры 5-7, графики перемещения ствола 8, рукоятки 9 и пики 10. Максимальный подъем корпуса молотка относительно бурта пики составил около 3,5 мм.

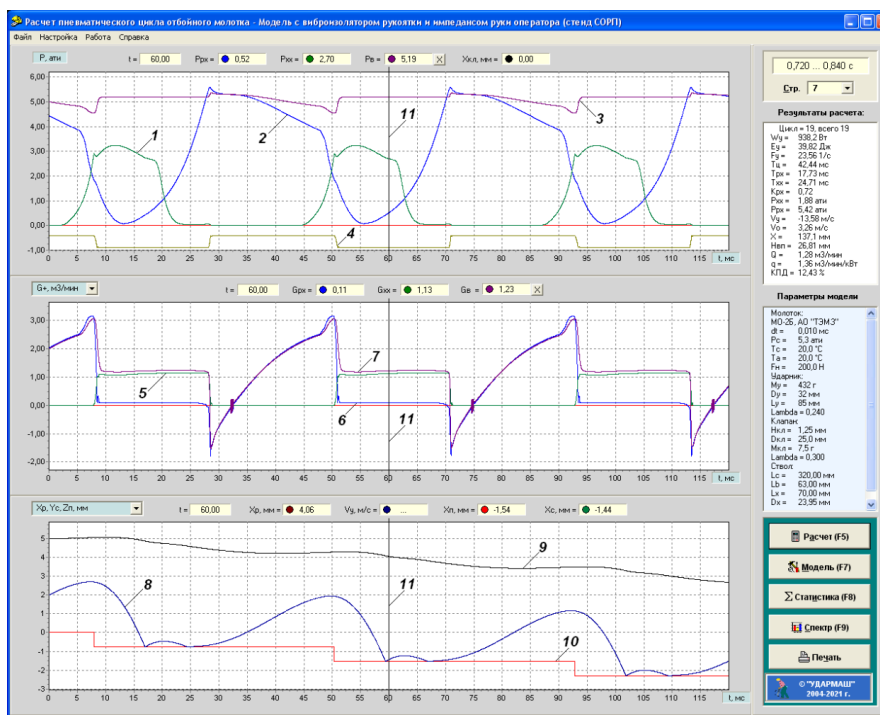


Рис. 6.5 – Расчетные циклы отбойного молотка МО-2Б при давлении сжатого воздуха 0,5 МПа

1 – давление в камере холостого хода; 2 – давление в камере рабочего хода; 3 – давление во входной камере; 4 – диаграмма положения клапана; 5 – расход нагнетания в камеру холостого хода; 6 – расход нагнетания в камеру рабочего хода; 7 – расход нагнетания во входную камеру; 8 – перемещение корпуса молотка; 9 – перемещение рукоятки; 10 – перемещение пики; справа даны параметры цикла, на который указывает визир 11

Таблица 6.3 – Сравнение экспериментальных и расчетных параметров молотка МО-2Б

Наименование параметра	Единица измерения	Расчетное значение	Данные эксперимента	Погрешность, %
Ударная мощность	Вт	938,2	937,6	0,1
Энергия удара	Дж	39,82	40,28	-1,1
Частота ударов	с ⁻¹	23,56	23,28	1,2
Расход воздуха	м³/мин	1,28	1,28	0,0
Удельный расход воздуха	м³/(мин·кВт)	1,36	1,37	-0,7
Корректированный уровень виброскорости рукоятки	дБ	113,1	112,6	5,9

Таблица 6.4 – Параметры ударных взаимодействий молотков ТЭМЗ

Параметр	Модель молотка			
	МО-1Б	МО-2Б	МО-3Б	МО-4Б
Коэффициент отскока ударника λ	0,28	0,25	0,22	0,19
Коэффициент отскока ствола λ_c	0,30	0,28	0,25	0,23
Глубина внедрения инструмента за удар Δ , мм	0,65	0,77	0,94	1,06
Импульс обратного удара J , Н·с	1,96	1,77	1,56	1,44

Также был выполнен расчет молотков типоразмерного ряда ТЭМЗ.

Все молотки ТЭМЗ имеют одинаковую конструкцию и отличаются только длиной ствола и ударника. Поэтому при расчете использовались коэффициенты расхода, полученные для молотка МО-2Б.

Параметры ударных взаимодействий, рассчитанные согласно [35, 75], представлены в Таблице 6.4, а в Таблице 6.5 дано сравнение расчетных параметров молотков с их паспортными данными при номинальном давлении сжатого воздуха 0,5 МПа.

Анализ таблицы показывает, что расчетные и паспортные данные молотков хорошо согласуются между собой.

На рис. 6.6 представлены спектры виброскорости рукоятки и ствола молотка МО-2Б в октавных полосах частот 5...2000 Гц, рассчитанные с помощью предлагаемой модели. Справа показан норматив *l* скорректированного уровня виброскорости: 115 дБ по ГОСТ 17770 при работе с молотком в течение 216 минут в смену.

Таблица 6.5. – Сравнение расчетных и паспортных параметров молотков ТЭМЗ

Марка молотка	Энергия удара, Дж		Частота ударов, с ⁻¹		Ударная мощность, Вт		Удельный расход свободного воздуха, м ³ /(мин·кВт)	
	по рас- чету	по пас- порту	по рас- чету	по пас- порту	по рас- чету	по пас- порту	по рас- чету	по пас- порту
МО-1Б	32,4	≥ 31	28,7	≥ 27,5	932	≥ 850	1,36	≤ 1,5
МО-2Б	39,8	≥ 39	23,6	≥ 22,5	938	≥ 875	1,36	≤ 1,5
МО-3Б	47,5	≥ 44	20,5	≥ 19,2	972	≥ 845	1,36	≤ 1,5
МО-4Б	55,4	≥ 55	17,6	≥ 17,0	974	≥ 935	1,34	≤ 1,5

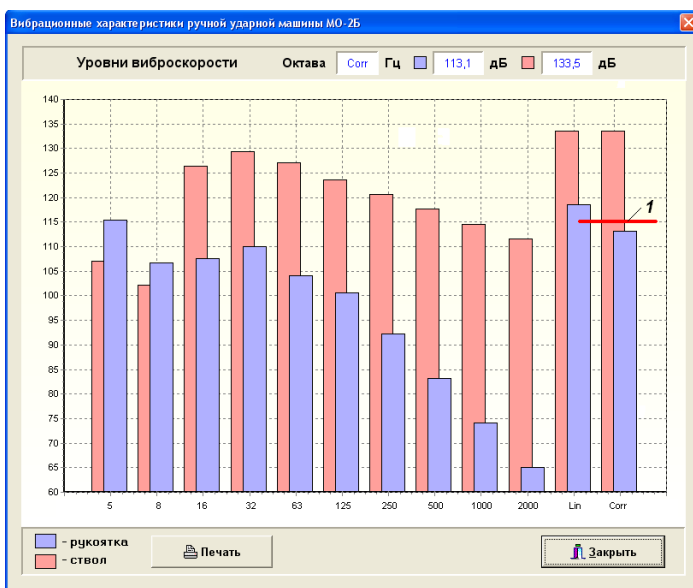


Рис. 6.6 – Расчетные вибрационные характеристики отбойного молотка МО-2Б ТЭМЗ

l – норматив скорректированного уровня виброскорости по ГОСТ 17770 при коэффициенте внутрисменного использования молотка 0,45 согласно ТУ 3141-194-00165600-98; уровень скорректированной виброскорости рукоятки 113,1 дБ (по данным периодических испытаний ТЭМЗ – 112,0 дБ)

Молоток МО-2Б обладает эффективной виброзащитой рукоятки: на частоте ударов снижение вибрации составляет около 20 дБ в октавах 16 Гц и 31,5 Гц. Однако вибрация корпуса превышает норму *l* на 18,5 дБ. Данный расчет показывает, что вопрос о защите левой руки человека-оператора, опирающейся при работе на корпус молотка, остается актуальным.

Выводы.

Предложенная модель ручной пневматической ударной машины с дисковым клапанным воздухом распределением показала хорошее совпадение результатов расчетов с экспериментом. Погрешность расчета основных параметров рабочих циклов отбойных молотков 1-4 типоразмеров ТЭМЗ: ударной мощности энергии и частоты ударов, хода ударника, расхода воздуха – не превысила 5 %.

На модели продемонстрирована необходимость учета в расчетах:

- входной камеры перед клапанным блоком – объема предклапанного пространства, из которого сжатый воздух подается в рабочие камеры молотка и в котором в течение рабочего цикла значительно меняется давление воздуха;
- аэродинамических сил, действующих на клапан при обтекании его поверхности потоком воздуха с околосвуковой скоростью, как для начала процесса его переброски, так и для расчета его дальнейшего движения;
- ударных взаимодействий: обратных ударов инструмента по корпусу молотка, глубины внедрения инструмента за удар, отскока ударника и корпуса молотка от инструмента – в зависимости от прочности разрушаемого материала.

Также на модели показана возможность получения и исследования вибрационных характеристик ручной ударной машины в зависимости от параметров сети сжатого воздуха, статической силы нажатия и прочностных характеристик разрушаемого материала.

В предложенной модели ударная машина рассматривается как система с сосредоточенными параметрами. Но из эксперимента следует, что на ее работу оказывают влияние волновые процессы в воздухоподающем рукаве и длинных каналах корпуса: на рис. 2.2 в Этюде № 2 высокочастотные колебания кривых давления (~ 300...500 Гц). Надеемся, что учет волновых процессов позволит построить более точную модель такой машины, а получение экспериментальных данных о коэффициентах расхода и исследование ударных взаимодействий в натуральных и стендовых условиях будут способствовать развитию модели и послужат созданию эффективных и вибробезопасных ручных ударных машин.

К применению представленной модели пневматической ударной машины имеется ряд вопросов, в частности:

- Коэффициенты расхода для рабочих камер молотка получены подбором под параметры молотка МО-2Б. Выбор коэффициентов по данному критерию не является однозначным. Тракты впуска сжатого воздуха у молотков типоразмерного ряда ТЭМЗ одинаковы, но длины их корпусов и, соответственно, длины каналов подачи воздуха на холостой ход различаются. Насколько правомерно использовать коэффициенты нагнетания в камеру холостого хода и выхлопа из нее, найденные для молотка МО-2Б, для молотков других марок?

- В модели рассматривается движение клапана в околосвуковом потоке сжатого воздуха и постулируется, что минимальное сечения потока находится на кромке окна в рабочую камеру молотка, где достигается местная скорость звука, а при повороте потока на 90° за эту кромку скорость остается постоянной. Насколько правомерны эти утверждения, и каково реальное распределение давлений вдоль клапана?

- В расчетах используются зависимости ударных нагрузок от глубины внедрения инструмента, полученные для молотка МО-2М ТЭМЗ на стенде СОРП при давлении 0,4 МПа и усилении нажатия 200 Н, когда в момент удара корпус молотка опирается на бурт пики. На сколько значения этих параметров отличаются от принятых в расчете для молотков с разной ударной системой и при разных давлениях сжатого воздуха?

- В модели рассматривается пика, защемленная в обрабатываемом объекте. Какова кинематика пики и, соответственно, ударные взаимодействия с корпусом молотка при ее отскоке от забоя?

На эти вопросы, к сожалению, сегодня нет ответов, т.к. нет соответствующих исследований. Это снижает ценность полученных данных. Тем не менее, мы видим, что в ряде частных случаев модель дает результаты, согласующиеся с экспериментом.

Надеемся, они будут полезны заинтересованным специалистам.

Дополнение к Этюду № 6

Рассматривая модели пневматических отбойных молотков, нельзя обойти вниманием работы Донбасского государственного технического института (ДонГТИ), опубликованные в последнее время [76-81].

В этих публикациях представлена модель молотка, работающего на испытательном стенде по ГОСТ Р 55162, аналогичная изложенной в данном Этюде. Авторы считают необходимым дополнить стенд верхним неподвижным упором («стенкой») [77], к которому будет прикреплено импедансное нажимное устройство, что, по их мнению, позволит имитировать верхнюю часть туловища человека-оператора. Схема такого стенда и математическая модель отбойного молотка, работающего на нем, представлена на рис. 6.7, а и б.

С такой конструкцией стенда и соответствующей ей физической моделью категорически нельзя согласиться!

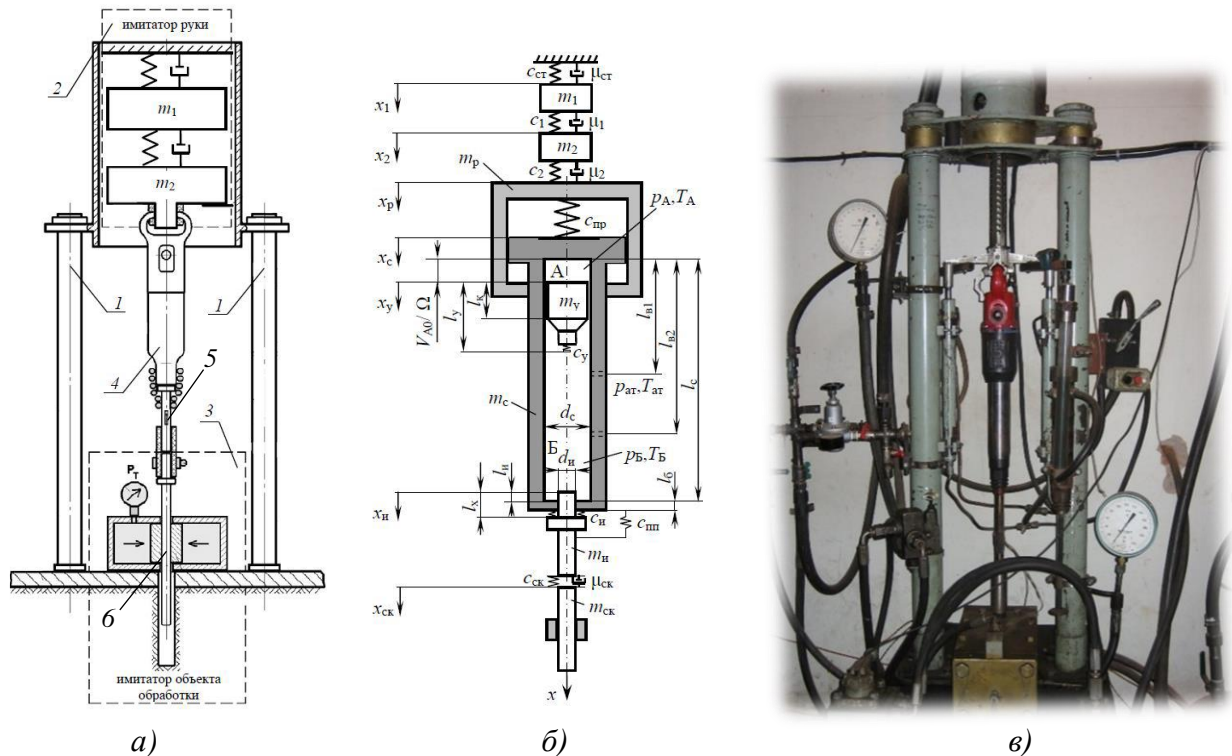


Рис. 6.7 – Схема стендовой установки по данным ДонГТИ для испытания пневматических отбойных молотков (а) и расчетная схема молотка, установленного на стенде (б), общий вид стенда СОРП-3 по ГОСТ Р 55162 (в)

1 – рама стенда; 2 – имитатор руки; 3 – имитатор объекта обработки; 4 – отбойный молоток; 5 – измерительная пика; 6 – испытательная скалка; x, c, μ, d, l – соответственно координаты, коэффициенты жесткости, коэффициенты вязкого сопротивления, диаметры и линейные размеры деталей стенда и молотка; P – давление; T – температура; V – объем; Ω – площадь поперечного сечения центрального канала корпуса молотка

Во-первых, нажимное устройство стенда – имитатор входного механического импеданса руки человека-оператора, нормируемый в ГОСТ Р 55162 и представленный на рис. 5.4, имеет совершенно другой вид: он не прикреплен к раме стенда или к верхней неподвижной стенке, а наоборот, имеет возможность свободно перемещаться вслед за отбойным молотком при пробивке испытательной скалки вниз.

Во-вторых, в обоснование предложенной авторами схемы нажимного устройства стенда не приведено ни одного исследования входного механического импеданса руки человека. Нажимное устройство стенда по ГОСТ Р 55162 (рис. 5.4), содержащее груз M_2 , присоединенную массу руки M_1 , упругие элементы с жесткостями K_1, K_2 и коэффициентами сопротивления R_1, R_2 , построено на основании данных об импедансных характеристиках руки человека [56, 82-88] и международного стандарта ГОСТ 12.4.094 «Система стандартов безопасности труда. Метод определения динамических характеристик тела человека при воздействии вибрации». Такой имитатор включает в себя реакцию на вибрационное воздействие всего тела человека, приведенную к точке контакта руки с ударной машиной – к рукоятке. Никакой привязки этой механической системы к неподвижным опорам («стенкам») не требуется.

В-третьих, согласно методике испытаний ГОСТ Р 55162 (см. рис. 5.1) молоток вместе с измерительной пикой и испытательной скалкой поднимаются в крайнее верхнее положение, скалка зажимается в гидравлических тисках, при включении молоток пробивает скалку и вместе с ней и всем нажимным устройством перемещается вниз (см. фото стенда на рис.6.7, в). При этом усилие нажатия на молоток в процессе его работы остается постоянным. В модели стенда с нажимным устройством, прикрепленным к неподвижной верхней «стенке»,

предлагаемой ДонГТИ, молоток растягивает пружины нажимного устройства и тем самым постоянно уменьшает усилие нажатия.

Величина статического усилия нажатия F_H , Н, действующего на рукоятку молотка на стенде со «стенкой», определяется соотношением

$$F_H = c_2 \frac{(m_2 c_{ст} + c_1(m_1 + m_2))g - c_{ст}c_1L}{c_{ст}c_1 + c_{ст}c_2 + c_1c_2},$$

где согласно ГОСТ Р 55162 (см. рис. 6.7, б): $c_2 = 270000$ Н/м, $c_1 = 2500$ Н/м, $m_2 = 3,6$ кг; предлагаемый авторами коэффициент жесткости пружины, соединяющей груз m_1 со «стенкой» $c_{ст} = 5000$ Н/м [77]; L – перемещение молотка на стенде относительно крайнего верхнего положения.

На рис. 6.8 показано, как изменяется это усилие при работе молотка: прямая 1 – при начальном усилии нажатия 200 Н (номинальное значение при испытаниях молотков) и прямая 2 – при начальном усилии 400 Н (максимальное значение по ГОСТ Р 55162).

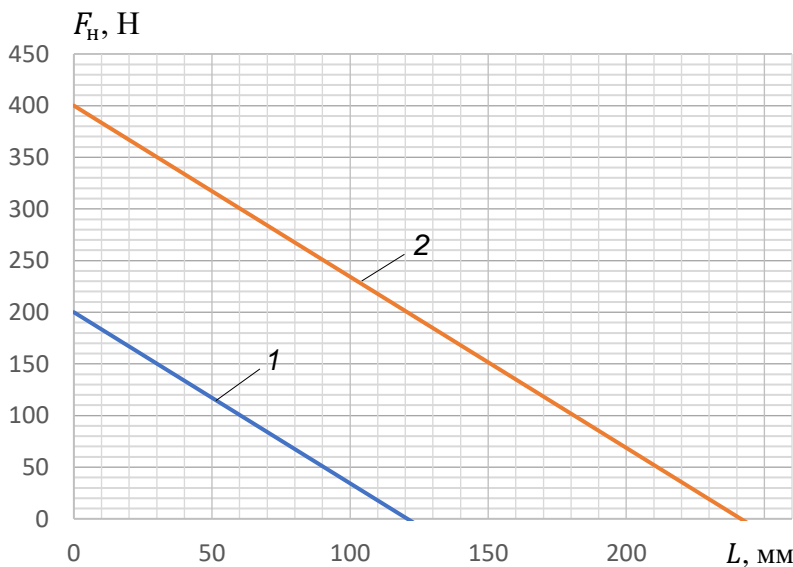


Рис. 6.8 – Изменение усилия нажатия на рукоятку при начальном усилии: 1 – 200 Н, 2 – 400 Н

Как видно из графика 1, при перемещении молотка вниз на 60 мм усилие нажатия снижается в 2 раза и падает практически до нуля при 120 мм. Согласно прямой 2, усилие нажатия снижается в 2 раза при проходе молотком 120 мм и становится нулевым при его перемещении на 240 мм⁷⁹.

Такое изменение усилия нажатия **не соответствует реальной работе отбойного молотка**. При значительном снижении усилия нажатия отбойный молоток работает в нестабильном режиме с повышенной вибрацией⁸⁰.

В работах ДонГТИ [79, 81] показано, что вибрация рукоятки серийного молотка МО-2Б ТЭМЗ на таком «модернизированном» стенде при номинальном давлении 0,5 МПа и усилиях нажатия 186...196 Н составляет: 73,87 м/с² (157 дБ) для действующего значения виброускорения и 0,273 м/с (135 дБ) для действующего значения виброскорости. Это противоречит результатам периодических стендовых испытаний завода-изготовителя ТЭМЗ в его испытательной лаборатории, результатам испытаний молотков в ИГД им. А. А. Скочинского, а также расчетам по представленной нами модели (см. рис. 6.6).

По нашему мнению, столь высокая вибрация связана с выбором неправильной модели испытательного стенда.

⁷⁹ Перемещение молотка на стенде составляет порядка 200 мм

⁸⁰ Совершенно неясно, как при столь резком изменении усилия нажатия определять вибрационные характеристики молотка.

Кроме того, в диссертации [81] отсутствует сравнение энергетических параметров серийного молотка МО-2Б ТЭМЗ, заявленного заводом-изготовителем, с результатами расчетов, полученными на модели стенда со «стенкой».

Следует также остановиться на конструкции разработанного ДонГТИ пневматического отбойного молотка с частично обособленным стволом⁸¹ и кольцевыми канатными виброизоляторами (ККВ) [80-81]. Его расчетная и структурная схемы показаны на рис. 6.9 и 6.10.

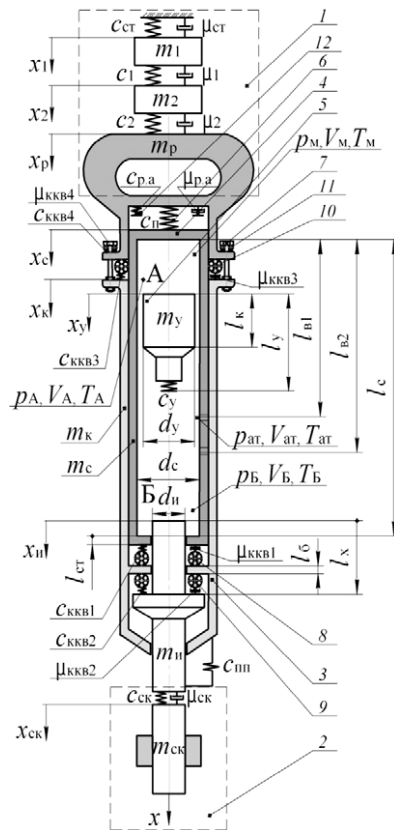


Рис. 6.9 – Расчетная схема пневматического отбойного молотка с частично обособленным стволом, установленного на испытательном стенде

1 – имитатор руки человека; 2 – имитатор объекта обработки; 3 – корпус; 4 – ствол; 5 – поршень-ударник; 6 – пружина; 7 – стяжные болты; 8 – ККВ1; 9 – ККВ2; 10 – ККВ3; 11 – ККВ4; 12 – резиновый амортизатор

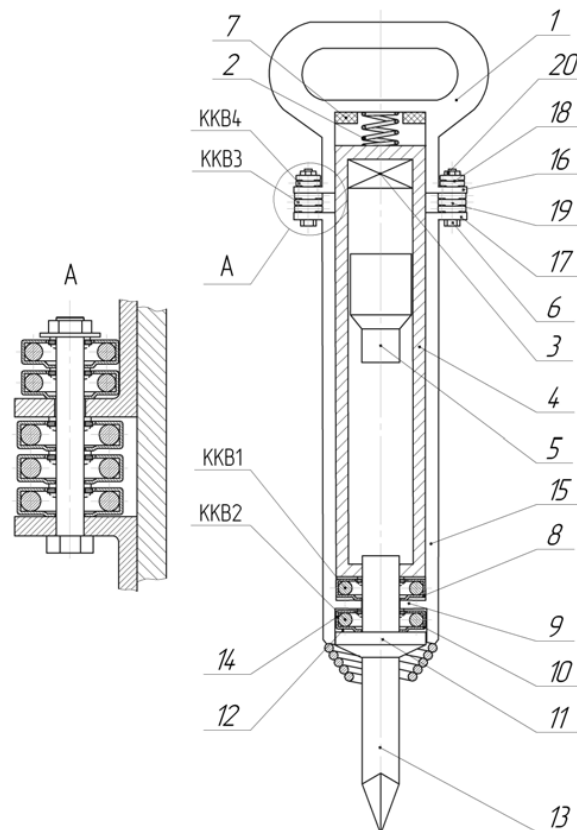


Рис. 6.10 – Структурная схема пневматического отбойного молотка с ККВ и частично обособленным стволом

1 – рукоятка; 2 – пружина; 3 – устройство воздухораспределительное; 4 – ствол; 5 – ударник; 7 – инструмент; 6 – болт; 7 – шайба; 8, 10, 18, 19 – узлы виброизолирующие; 9 – упор; 11 – буртик; 12, 14 – полости корпуса; 13 – инструмент (пика); 15 – корпус; 16, 17 – фланцы; 20 – гайки

Из рис. 6.9 видно, что пика отбойного молотка имеет возможность свободного перемещения вниз и своим буртом может наносить удары по рукоятке, а из рис. 6.10 следует, что концевая пружина 2 прикреплена к рукоятке (иначе пика выпадает из молотка). В этом случае пика способна наносить удары по рукоятке через концевую пружину⁸².

Возможность ударов рабочего инструмента по рукоятке является грубой ошибкой конструирования ударной машины.

⁸¹ В сложившейся терминологии продолжение рукоятки, охватывающей корпус молотка, называется ложным стволом.

⁸² Данная конструкция защищена Патентом Украины UA 36012 U, МПК (2006) B25D 17/00 «Пневматичний молоток» / Мулов Д. В., Рутковский О. Ю., патентообладатель ДонГТУ.

Возьмем для примера отбойный молоток МО-2Б ТЭМЗ, который по данным завода-изготовителя имеет энергию удара 40 Дж и массу ударника 0,430 кг. Скорость соударения его ударника с пикой v_y составляет

$$v_y = \sqrt{\frac{2 \cdot 40}{0,430}} = 13,6 \text{ м/с.}$$

Модуль Юнга стали $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, а стержневая скорость звука $c = 5000$ м/с.

Согласно волновой теории [35], уровень напряжений в пике σ при ударе равен

$$\sigma = E \frac{S_y}{S_y + S_{\pi}} \cdot \frac{v_y}{c} = 348 \text{ МПа,}$$

где $S_{\pi} = 4,52 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения пики; $S_y = 8,042 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения ударника.

Таким образом, для силы F_y , с которой пика молотка с частично обособленным стволом может наносить удары по рукоятке, имеем оценку:

$$F_y = \sigma S_{\pi} = 157 \text{ кН.}$$

Это усилие, которое разрушает самые прочные материалы: бетон, гранит. Недопустимо, чтобы такие нагрузки действовали на руки человека. Никакая виброизоляция, в том числе и с помощью кольцевых канатных виброизоляторов, не способна защитить оператора от прямых ударов пики по рукоятке.

На основании изложенного, считаем подход ДонГТИ к разработке стендов для испытаний отбойных молотков некорректным, а результаты, полученные физико-математическим моделированием работы молотков на таком стенде, не соответствующими реальности.

Разработанные в ДонГТИ молотки с частично обособленным стволом и виброзащитой требуют независимой проверки эффективности на стандартизованных в РФ средствах испытаний по ГОСТ Р ИСО 28927 и/или ГОСТ Р 55162⁸³.



**Работа пневматического бетонолома Б-3 КНР:
14,9 кг, 100 Дж, 13 с⁻¹, 1300 Вт, 1,5 м³/мин/кВт**

⁸³ Стенды СОРП, соответствующие ГОСТ Р 55162, имеются на АО «Томский электромеханический завод имени В. В. Вахрушева» и в ООО «УДАРМАШ» (Люберцы, М.О.).



*О, люди!
Мы силой удара сильны!
Да только удару не знаем цены!
Не ценим его волновую природу.
А с ней обрели бы
и мощь, и свободу –
Для бизнеса и для развития наук...*

ЭТЮД № 7

Численное моделирование продольного удара. Сравнение с экспериментом

Ударным процессам в стержневых системах посвящено множество аналитических исследований [35, 62, 75, 89-101], основанных на волновой теории Сен-Венана [89]. Из всех работ следует выделить метод расчета ударных напряжений, разработанный в лаборатории ударных машин Института горного дела им. А. А. Скочинского (метод ИГД), поскольку он базируется на большом объеме корректно выполненных экспериментов применительно к стальным ударникам и штангам отбойных молотков и перфораторов [62, 97-99]. Мы будем сравнивать наши расчеты с данными этих экспериментов.

Метод ИГД использует идею Сирса [93] о совмещении волновой теории Сен-Венана с теорией контактной упругости Герца [92], что позволяет учесть как общую, так и местную (контактную) деформацию стержней, и дает хорошее совпадение с результатами эксперимента. Метод позволил установить физические закономерности удара, определить зависимость амплитуды и длительности ударного взаимодействия от скорости соударения, геометрических размеров соударяемых деталей (длины, соотношения диаметров, кривизны торцов), применить полученные решения для исследования процессов ударного разрушения горных пород [100] и способствовал созданию мощных пневматических отбойных молотков и перфораторов со сниженной вибрацией. По результатам этих исследований вышла в свет монография Е. В. Александрова и В. Б. Соколинского "Прикладная теория и расчеты ударных систем" [35] и книга В. Б. Соколинского «Машины ударного разрушения» [1].

К сожалению, метод ИГД не получил дальнейшего развития: отчасти из-за существенных математических трудностей при аналитическом решении нелинейных дифференциальных уравнений (даже при расчете соударения относительно несложных по геометрии деталей), отчасти из-за несовершенства измерительной аппаратуры и отсутствия в руках его авторов (60-е годы прошлого века) мощной цифровой вычислительной техники.

Сегодня эти трудности преодолимы: есть прецизионная тензометрическая аппаратура для регистрации ударных процессов [50] и персональные компьютеры для численного решения дифференциальных уравнений [102-103].

Основываясь на идее Сирса, построим численный метод моделирования удара.

Рассмотрим схему, показанную на рис. 7.1. Ударник 1, движущийся поступательно со скоростью v , наносит удар по неподвижной штанге 2 соосно с ней. Длина ударника l , длина

штанги L , соударяемые торцы ударника и штанги сферические. Механические свойства ударника и штанги, соответственно: плотность ρ_1 и ρ_2 , стержневая скорость звука a_1 и a_2 , модуль Юнга E_1 и E_2 , коэффициент Пуассона μ_1 и μ_2 .

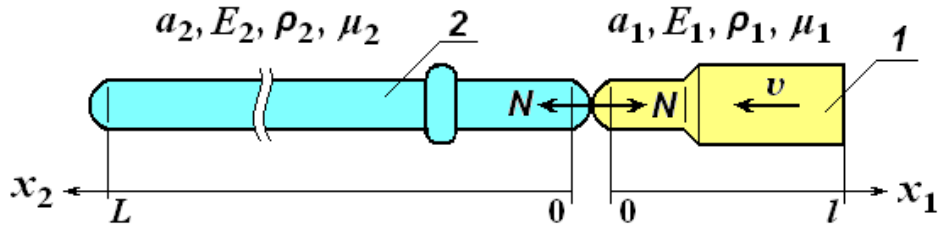


Рис. 7.1 – Схема соударения ударника 1 и штанги 2:
 v – поступательная скорость ударника; N – сила контактного взаимодействия;
 $0x_1$ и $0x_2$ – оси координат для ударника и штанги

Взаимодействие ударника и штанги считаем упругим. Полагаем, что в процессе удара поперечные сечения стержней остаются плоскими. Движением частиц в поперечном направлении и внутренним трением в стержнях (в силу малой длительности соударения) пренебрегаем.

Тогда волновые уравнения для данной системы запишутся в виде:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2} + \frac{dS_1(x)}{dx} \cdot \frac{1}{S_1(x)} \cdot \frac{du(x, t)}{dx} - \frac{1}{a_1^2} \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = 0, \\ \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial x^2} + \frac{dS_2(x)}{dx} \cdot \frac{1}{S_2(x)} \cdot \frac{dw(x, t)}{dx} - \frac{1}{a_2^2} \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} = 0, \end{cases} \quad (7.1)$$

где $u(x, t)$ и $w(x, t)$ – смещения поперечных сечений ударника 1 и штанги 2 в момент времени t (для ударника по оси $0x_1$, для штанги по оси $0x_2$; с целью удобства описания индексы осей опускаем); x – координата сечения в положении равновесия в начальный момент времени; $S_1(x)$ и $S_2(x)$ – площади поперечных сечений ударника и штанги.

Примем следующие начальные условия соударения (ударник и штанга не возмущены) для ударника:

$$\begin{aligned} u(x, 0) &= 0, \\ u'_t(x, 0) &= v, \quad (v < 0), \\ u'_x(x, 0) &= 0, \quad x \in [0, l]; \end{aligned}$$

для штанги:

$$\begin{aligned} w(x, 0) &= 0, \\ w'_t(x, 0) &= 0, \\ w'_x(x, 0) &= 0, \quad x \in [0, L]. \end{aligned}$$

Согласно Герцу [92, 97] сила взаимодействия N , возникающая при контакте ударника и штанги, равна:

$$N(t) = k|u(0, t) + w(0, t)|^{3/2}, \quad (7.2)$$

$$k = \frac{4}{3 \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right) \sqrt{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}}$$

где R_1 и R_2 – радиусы сфер соударяемых торцов ударника и штанги, соответственно.

Исходя из (7.2), граничные условия запишем в виде:

$$\text{для ударника: } u'_x(0, t) = -\frac{N(t)}{E_1 S_1(0)}, \quad u'_x(l, t) = 0;$$

$$\text{для штанги: } w'_x(0, t) = -\frac{N(t)}{E_2 S_2(0)}, \quad w'_x(L, t) = 0.$$

Противоположные соударяемым торцы ударника и штанги свободны от напряжений.

Для построения численного решения системы (7.1) примем расчетную сетку с шагом по длине стержней Δx и по времени Δt :

$$u_{i,j} = u(i\Delta x, j\Delta t), \quad S_{1,i} = S_1(i\Delta x), \quad i = 0, \dots, n, \quad n = \frac{l}{\Delta x}, \quad j = 0, 1, 2, \dots$$

$$w_{q,j} = w(q\Delta x, j\Delta t), \quad S_{2,q} = S_2(q\Delta x), \quad q = 0, \dots, m, \quad m = \frac{L}{\Delta x}, \quad j = 0, 1, 2, \dots$$

Заменяя производные конечными разностями, получаем уравнения:

$$\begin{cases} u_{i,j+1} = \lambda_1^2 [u_{i+1,j} + u_{i-1,j}] + 2(1 - \lambda_1^2)u_{i,j} + \lambda_1^2 \left[\frac{S_{1,i+1}}{S_{1,i}} - 1 \right] (u_{i+1,j} - u_{i,j}), \\ w_{q,j+1} = \lambda_2^2 [w_{q+1,j} + w_{q-1,j}] + 2(1 - \lambda_2^2)w_{q,j} + \lambda_2^2 \left[\frac{S_{2,q+1}}{S_{2,q}} - 1 \right] (w_{q+1,j} - w_{q,j}), \end{cases} \quad (7.3)$$

где $\lambda_1 = a_1 \Delta t / \Delta x$, $\lambda_2 = a_2 \Delta t / \Delta x$.

Начальные и граничные условия преобразуются к виду:

$$u_{i,0} = 0, \quad u_{i,1} = u_{i,0} + v\Delta t, \quad u_{n,j} = u_{n-1,j}, \quad (7.4)$$

$$w_{q,0} = 0, \quad w_{q,1} = 0, \quad w_{m,j} = w_{m-1,j}. \quad (7.5)$$

Соотношения (7.4) – (7.5) задают первый шаг итерации по времени.

Второй и последующие шаги выполним следующим образом.

По формулам (7.3) и (7.5) последовательно рассчитываем значения $u_{i,j+1}$ и $w_{q,j+1}$ для всех узлов сетки по длине ударника и штанги, кроме нулевых узлов. Значения $u_{0,j+1}$ и $w_{0,j+1}$ в нулевых узлах получаем из нелинейной системы уравнений:

$$\begin{cases} u_{0,j+1} = u_{1,j} - \Delta x \frac{k}{E_1 S_{1,0}} |u_{0,j+1} + w_{0,j+1}|^{3/2}, \\ w_{0,j+1} = w_{1,j} - \Delta x \frac{k}{E_2 S_{2,0}} |u_{0,j+1} + w_{0,j+1}|^{3/2}, \end{cases}$$

которая решается методом последовательных приближений Зайделя [102].

Но более предпочтителен, на наш взгляд, способ, основанный на использовании закона сохранения количества движения.

В рассматриваемой физической системе (см. рис. 7.1) единственная сила, изменяющая импульс ударника и штанги, это контактная сила N . Поэтому для временного интервала Δt можно записать:

$$N(t)\Delta t = P_{1,j+1} - P_{1,j} \text{ и } N(t)\Delta t = P_{2,j+1} - P_{2,j}, \quad (7.6)$$

где

$$P_{1,j} = \rho_1 \int_0^l S_1(x) \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} dx, \quad P_{1,j+1} = \rho_1 \int_0^l S_1(x) \frac{\partial u(x,t + \Delta t)}{\partial t} dx,$$

$$P_{2,j} = \rho_2 \int_0^L S_2(x) \frac{\partial w(x,t)}{\partial t} dx, \quad P_{2,j+1} = \rho_2 \int_0^L S_2(x) \frac{\partial w(x,t + \Delta t)}{\partial t} dx -$$

количество движения ударника и штанги в моменты времени t и $t + \Delta t$, соответственно.

При численном интегрировании используем метод Симпсона [104]. Интегралы для $P_{1,j}$ и $P_{2,j}$ вычисляем по значениям $u_{i,j}$ и $w_{q,j}$, полученным в результате предыдущей итерации. А при вычислении интегралов в выражениях $P_{1,j+1}$ и $P_{2,j+1}$ применяем следующий прием: поскольку в интегралы входят неизвестные смещения нулевых узлов, заменим их нулевыми значениями и вместо интеграла в $P_{1,j+1}$ получим $\bar{P}_{1,j+1}$, а вместо интеграла в $P_{2,j+1}$ — $\bar{P}_{2,j+1}$. Тогда, согласно формуле Симпсона, искомые значения $u_{0,j+1}$ и $w_{0,j+1}$ будут равны:

$$u_{0,j+1} = u_{0,j} + \frac{3\Delta t}{\rho_1 S_{1,0} \Delta x} \left[P_{1,j} - \bar{P}_{1,j+1} + k\Delta t |u_{0,j} + w_{0,j}|^{3/2} \right],$$

$$w_{0,j+1} = w_{0,j} + \frac{3\Delta t}{\rho_2 S_{2,0} \Delta x} \left[P_{2,j} - \bar{P}_{2,j+1} + k\Delta t |u_{0,j} + w_{0,j}|^{3/2} \right]. \quad (7.7)$$

Решение, полученное таким способом, позволяет с высокой точностью удовлетворить требованиям законов сохранения количества движения и энергии данной физической системы.

По результатам очередной итерации рассчитываем напряжения в ударнике $\sigma_1(x, t)$ и в штанге $\sigma_2(x, t)$:

$$\sigma_1(x, t) = E_1 \frac{\partial u(x, t)}{\partial x}, \quad \sigma_2(x, t) = E_2 \frac{\partial w(x, t)}{\partial x}. \quad (7.8)$$

Критерий окончания удара – разрыв контакта ударника со штангой: $u_{0,j} + w_{0,j} > 0$.

Известно, что численные решения волновых уравнений, и, соответственно, системы (1), устойчивы при $\lambda_1 < 1$ и $\lambda_2 < 1$ [102-103]. Устойчивость изложенного метода расчета ударного процесса обеспечивается при более жестких условиях: $\lambda_1 < 0,75$ и $\lambda_2 < 0,75$.

Для вычислений по формулам (7.2) – (7.8) была написана программа для ПЭВМ, моделирующая удар с помощью численного эксперимента. Программа позволяет проследить во времени изменение состояния ударника и штанги: смещение сечений, скоростей и напряжений в этих сечениях.

Перейдем к расчетам и сравнению их с экспериментальными данными.

Рассмотрим несколько примеров соударения стержней, выполненных из инструментальной стали. Нас будут интересовать импульсы ударных напряжений в штанге, их форма, амплитуда и длительность, количество движения и энергия, а также скорость и коэффициент отскока ударника.

Пример 1. Соударение цилиндров равного диаметра.

В работе [98] исследуется соударение ударника и штанги, имеющих цилиндрическую форму, равное и постоянное по длине поперечное сечение диаметром 34 мм. Длина ударника $l = 200$ мм, его масса $m = 1,426$ кг.

Штанга считается полубесконечной⁸⁴ (для расчета выбираем $L = 1000$ мм). Радиус соударяемого торца ударника $R_1 = 400$ мм, соударяемый торец штанги плоский (в расчетах принимаем $R_2 = 10000$ мм). Скорость ударника перед ударом $v = 5$ м/с.

Упругие характеристики ударника и штанги:

$$\rho_1 = \rho_2 = 7845 \text{ кг/м}^3, E_1 = E_2 = 196 \text{ ГПа}, a_1 = a_2 = 5000 \text{ м/с}, \mu_1 = \mu_2 = 0,3.$$

Параметры расчетной сетки: $\Delta x = 0,1$ мм; $\Delta t = 0,01$ мкс.

На рис. 2 представлен экран разработанной программы. Слева показаны диаграммы состояния штанги, справа – ударника. Эпюры смещений, скорости и напряжений в поперечных сечениях деталей соответствуют моменту времени завершения удара $t = 175,6$ мкс.

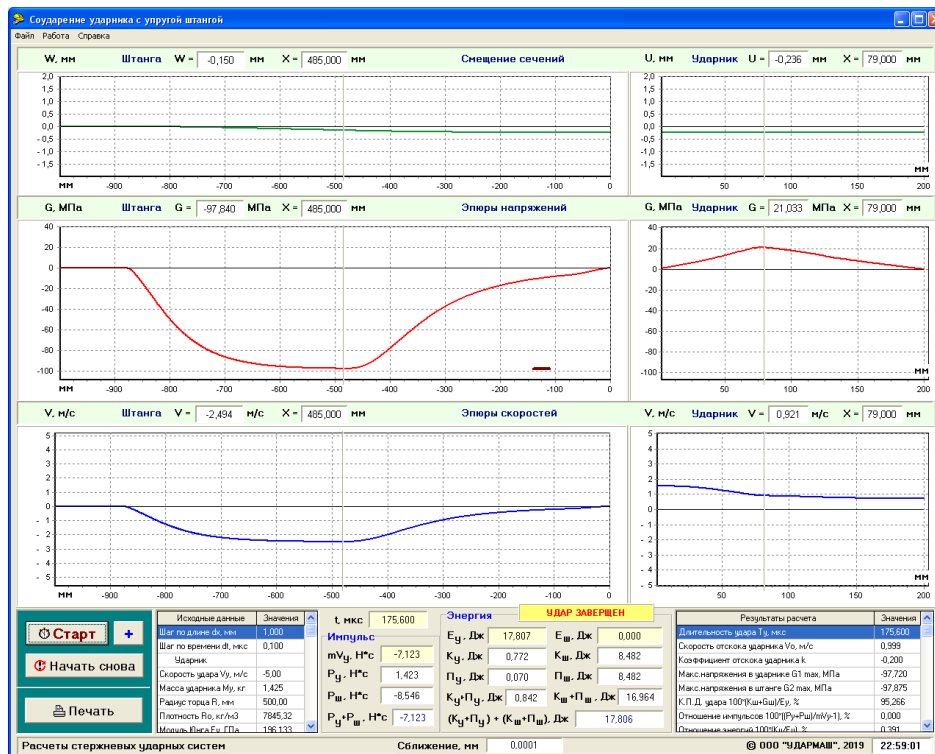


Рис. 7.2 – Волновые процессы в штанге (слева) и ударнике (справа) в момент завершения удара

В нижней части экрана представлены: исходные данные для расчета, текущие параметры ударника и штанги (количество движения P_y и $P_{ш}$, кинетическая и потенциальная энергия (K_y , P_y и $K_{ш}$, $P_{ш}$), результаты расчета удара и параметры ударного импульса.

На рис. 7.3 показаны экспериментальный и расчетные импульсы напряжений в штанге⁸⁵ при различных радиусах соударяемого торца ударника R_1 .

Экспериментальной кривой 1 (красный пунктир) соответствует расчетная кривая 2. Обе кривые достигают Сен-Венановского уровня напряжений $\sigma_{св} = 5 \cdot 10^{-7} E_2 v / a_2 = 98,0$ МПа) и имеют примерно одинаковую длительность ударного импульса. Кривые практически совпадают в интервале $0 \dots 20$ мкс, но далее темп возрастания напряжений у расчетной кривой ниже: разница в интервале $20 \dots 60$ мкс достигает 9 %. Аналогично наблюдается совпадение кривых в интервале $60 \dots 100$ мкс и снижение темпа на спаде расчетного импульса по сравнению с экспериментом в интервале $100 \dots 178$ мкс.

⁸⁴Длина штанги выбирается такой, чтобы отраженная от ее противоположного конца ударная волна не влияла на прямой ударный импульс.

⁸⁵Ударные напряжения принято отображать сжатие со знаком «+», растяжение со знаком «-».

Из практики испытаний ударных машин известно, что при ударе происходит расклеп торца ударника⁸⁶ и изменение его кривизны. Следует также отметить, что на диаметре 34 мм достаточно сложно изготовить радиус точно 400 мм: его трудно отличить от радиуса 500 мм или радиуса 600 мм.

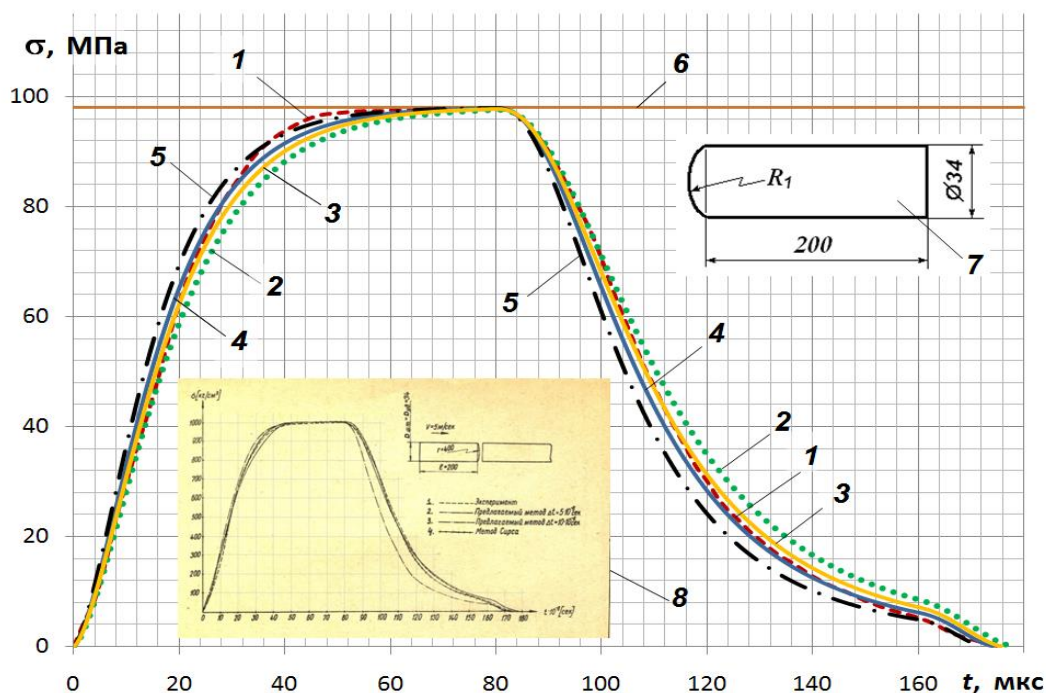


Рис. 7.3 – Напряжения в штанге при различных радиусах кривизны торца ударника R_1 :
 1 – эксперимент; расчетные кривые: 2 – 400 мм, 3 – 500 мм, 4 – 600 мм, 5 – 800 мм;
 6 – максимальный уровень напряжений по Сен-Венану; 7 – чертеж ударника;
 8 – экспериментальный и расчетные ударные импульсы, представленные в работе [98]

Поэтому мы дополнительно провели расчеты для ударников с увеличенным радиусом соударяемого торца⁸⁷. На рис. 7.3 дополнительно показаны: кривая 3, соответствующая $R_1 = 500$ мм, кривая 4 для $R_1 = 600$ мм и кривая 5 для $R_1 = 800$ мм.

Сравнение кривых проводилось по параметрам ударных импульсов. Параметры расчетных импульсов получены из программы в момент завершения удара (см. рис. 7.1), а параметры экспериментального импульса рассчитывались по следующим формулам:

количество движения импульса P , Н·с,

$$P = S_{2,0} \int_0^T \sigma(t) dt, \quad (7.9)$$

энергия ударного импульса W , Дж,

$$W = \frac{a_2 S_{2,0}}{E_2} \int_0^T \sigma^2(t) dt, \quad (7.10)$$

где T – длительность удара, с; $\sigma(t)$ – зарегистрированное напряжение в штанге, Па.

⁸⁶ Пластические деформации торца ударника возникают из-за малой площади контактной площадки, на которой действуют значительные по величине напряжения.

⁸⁷ Радиусы менее 400 мм не рассматривались, т.к. с уменьшением радиуса растет длительность удара [35].

Скорость отскока ударника v_0 , м/с, и коэффициент отскока λ определялись из соотношений

$$v_0 = \frac{P}{m} - v, \quad \lambda = \left| \frac{v_0}{v} \right|. \quad (7.11)$$

Средняя квадратичная погрешность δ_p расчетного импульса напряжения $\sigma_p(t)$ по сравнению с экспериментальным импульсом вычислялась по формуле

$$\delta_p = 100 \sqrt{\frac{\int_0^{T^*} (\sigma_p(t) - \sigma(t))^2 dt}{\int_0^{T^*} \sigma^2(t) dt}}, \quad (7.12)$$

где $T^* = \max\{T, T_p\}$ – длительность наиболее продолжительного импульса: расчетного T_p или экспериментального T ; соответствующие ординаты меньшего по длительности импульса при этом заменялись нулевыми значениями.

Результаты расчетов по формулам (7.9) – (7.12) представлены в Таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Расчетные и экспериментальные параметры ударных импульсов

Параметры ударного импульса	Эксперимент	Расчет							
		$R_1 = 400$ мм		$R_1 = 500$ мм		$R_1 = 600$ мм		$R_1 = 800$ мм	
		Значение	Погрешность, %	Значение	Погрешность, %	Значение	Погрешность, %	Значение	Погрешность, %
Длительность удара, мкс	176,0	177,8	1,0 %	175,6	0,2 %	174,1	-1,1 %	172,0	-2,3 %
Максимальное напряжение, МПа	97,7	97,6	-0,1 %	97,8	0,1 %	97,9	0,2 %	98,0	0,3 %
Количество движения, Н·с	8,57	8,62	0,6 %	8,54	-0,3 %	8,55	-1,0 %	8,39	-2,1 %
Энергия ударного импульса, Дж	17,4	16,9	-3,0 %	17,0	-2,6 %	17,0	-2,4 %	17,1	-2,0 %
Скорость отскока, м/с	1,01	1,05	4,0 %	1,00	-1,3 %	0,95	-5,6 %	0,89	11,9 %
Коэффициент отскока	0,202	0,210	4,0 %	0,199	-1,3 %	0,191	-5,6 %	0,191	-11,9 %
Средняя квадратичная погрешность, %	-	-	5,1 %	-	2,7 %	-	3,3 %	-	6,8 %

Наиболее близкой к экспериментальной кривой 1 оказалась кривая 3, соответствующая ударнику с радиусом торца $R_1 = 500$ мм, средняя квадратичная погрешность которой составила 2,7 %. Можно предположить, что истинный радиус торца ударника в эксперименте был не 400 мм, а 500 мм.

Тем не менее, в интервале 28...58 мкс разница в ординатах экспериментальной и расчетной кривой 3 достигает 4...5 %: экспериментальная кривая проходит выше и имеет более длинную горизонтальную площадку, соответствующую Сен-Венановскому уровню напряжений.

Следует отметить, что представленные в работе [98] расчеты этого соударения, выполненные по методу Сирса [93] и по методу ИГД ($\Delta t = 5$ мкс), также дают хорошее совпадение с результатом эксперимента (см. графики на рис. 3 внизу, поз. 8), но и на этих графиках наблюдаются аналогичные расхождения с экспериментальной кривой.

Пример 2. Штанга и ударник цилиндрической формы и одинакового диаметра, радиус соударяемого торца ударника равен половине диаметра.

В работах [97, 99] представлены расчетные и экспериментальные данные такого соударения со следующими исходными данными: диаметр ударника и штанги 35 мм; длина ударника $l = 200$ мм; его масса $m = 1,429$ кг; радиус торца $R_1 = 17,5$ мм; скорость ударника перед ударом $v = 5$ м/с; длина штанги $L = 1500$ мм; соударяемый торец штанги плоский ($R_2 = 10000$ мм).

Упругие характеристики ударника и штанги:

$$\rho_1 = \rho_2 = 7650 \text{ кг/м}^3, E_1 = E_2 = 211 \text{ ГПа}, a_1 = a_2 = 5250 \text{ м/с}, \mu_1 = \mu_2 = 0,3.$$

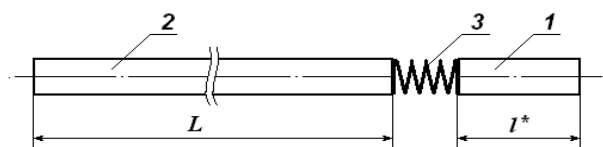


Рис. 7.4 – Эквивалентная схема расчетной модели:
1 – ударник; 2 – штанга; 3 – нелинейная пружина;
 l^* – эквивалентная длина ударника

Эквивалентная схема модели (7.1) - (7.8) показана на рис. 7.4. В ней соударяемые сферические торцы ударника 1 и штанги 2 заменены нелинейной пружиной 3.

В предыдущем примере масса, заключенная в сферическом торце ударника, равнялась 5 г, т.е. была пренебрежимо мала по сравнению с массой ударника 1,426 кг. В рассматриваемом примере масса сферического торца ударника 88 г, что составляет 6 % от массы ударника. Возникает вопрос, можно ли ей пренебречь в расчетах ударного импульса?

Для ответа на этот вопрос были предложены следующие варианты расчета:

- вариант 1: ударник длиной $l^* = l = 200$ мм;
- вариант 2: ударник длиной $l^* = 194,2$ мм – сфера заменена эквивалентным по объему цилиндром диаметром 35 мм;
- вариант 3: ударник длиной $l^* = 182,5$ мм – масса сферы не учитывается;
- вариант 4: сфера заменяется на эквивалентный по объему конус ($l^* = 200$ мм, диаметр соударяемого торца конуса равен 10,6 мм).

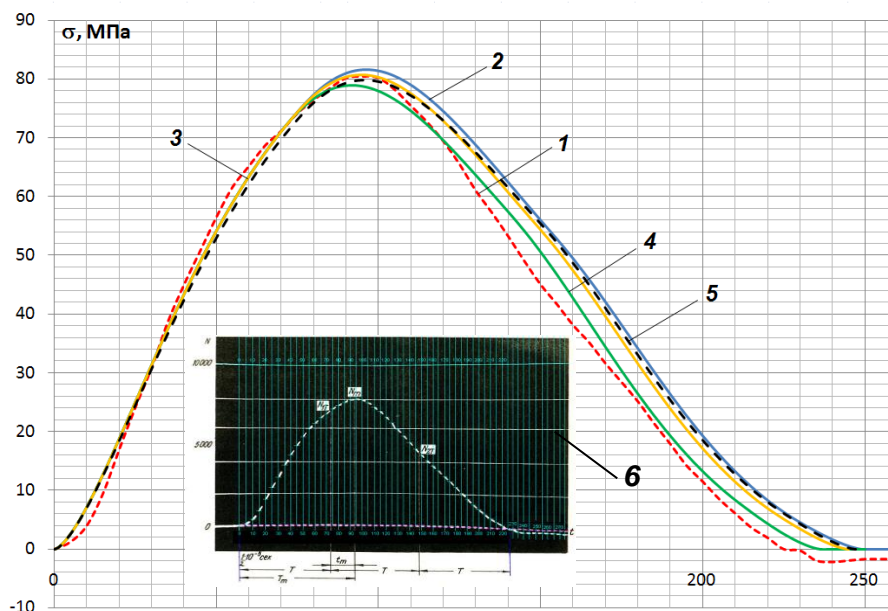


Рис. 7.5 – Ударные импульсы при различных вариантах расчета:

- 1 – эксперимент; 2 – вариант 1 ($l^* = 200$ мм); 3 – вариант 2 ($l^* = 194,2$ мм);
- 4 – вариант 3 ($l^* = 182,5$ мм); 5 – вариант 4 (конус вместо сферы $l^* = 200$ мм, диаметр торца 10,63 мм);
- 6 – экспериментальная осциллограмма (N – сила в кгс; $T = 2l/a_1 = 23$ мкс – период собственных колебаний ударника; T_m – время достижения максимума 93 мкс; $N_m = 7950$ кгс)

Результаты расчетов представлены на рис. 7.5 и в Таблице 7.2.

Наиболее близкой по параметрам ударного импульса и коэффициенту отскока ударника оказалась кривая 3, соответствующая варианту 4. Ее средняя квадратичная погрешность составила 4,9 %, а коэффициент отскока ударника отличается от эксперимента всего на 1,9 %.

Таким образом, в данном рассматриваемом примере оправдано пренебречь массой, заключенной в сферическом торце ударника, чтобы получить результат расчета, близкий к экспериментальным данным.

Таблица 7.2 – Параметры ударных импульсов при различных вариантах расчета

Варианты расчета		Вариант 1 200 мм		Вариант 2 194,2 мм		Вариант 3 182,5 мм		Вариант 4 Конус вместо сферы	
Параметр	Эксперимент	Значение	Погрешность, %	Значение	Погрешность, %	Значение	Погрешность, %	Значение	Погрешность, %
Масса ударника, кг	1,429	1,472	3,0 %	1,429	0,0 %	1,343	6,0 %	1,429	0,0 %
Амплитуда, МПа	80,4	81,6	1,5 %	80,7	0,4 %	78,8	1,9 %	79,8	-0,8 %
Время достижения максимума, мкс	95,0	96,3	1,4 %	94,8	-0,2 %	92,6	2,6 %	95,8	0,8 %
Длительность удара, мкс	225,0	249,5	10,9 %	245,3	9,0 %	236,6	5,2 %	247,5	10,0 %
Скорость отскока, м/с	2,12	1,98	-6,2 %	2,01	-4,8 %	2,07	1,9 %	2,04	-3,5 %
Коэффициент отскока	0,423	0,397	-6,2 %	0,403	-4,8 %	0,415	1,9 %	0,408	-3,5 %
Количество движения, Н·с	9,26	10,3	11,0 %	10,0	8,2 %	9,50	2,6 %	10,1	8,6 %
Энергия импульса, Дж	13,7	15,5	13,1 %	15,0	9,2 %	13,9	1,4 %	14,9	8,6 %
Средняя квадратичная погрешность, %			12,7 %		10,0 %		4,9 %		11,6 %

Пример 3. Соударение штанги с ударником большего поперечного сечения.

Стальной ударник длиной $l = 200$ мм и диаметром 64 мм, имеющий постоянное поперечное сечение, ударяет по стальной штанге диаметром 33,5 мм со скоростью $v = 5$ м/с. Масса ударника 5,048 кг. Радиус соударяемого торца ударника $R_1 = 300$ мм; торец штанги плоский. Длина штанги $L = 1500$ мм. Упругие параметры ударника и штанги соответствуют примеру 1.

Эксперимент описан в работе [35], рис.53.

На рис. 7.6 показаны ударные импульсы напряжения в штанге: экспериментальный 1 и расчетный 2. Поскольку в данной работе не указан уровень амплитуды зарегистрированного импульса, мы предположили, что он равен расчетному значению 149,5 МПа и совместили ударные импульсы так, чтобы их максимальные значения совпали.

Параметры совмещенных таким образом ударных импульсов приведены в Таблице 3.

Экспериментальный и расчетный импульсы различаются: по количеству движения на 3,0 %, по энергии – на 1,1 %, при этом средняя квадратичная погрешность расчетного импульса не превышает 5,0 %.

При достаточно длинной (полубесконечной) штанге ударный импульс имеет практически бесконечную длительность, и отскок ударника отсутствует [35]. При конечной длине штанги отскок ударника происходит по приходу отраженной волны: в данном случае примерно через $t = 2L/a_2 = 400$ мкс.

Радиус на торце ударника увеличивает длительность соударения: согласно расчету она составляет 419,1 мкс.

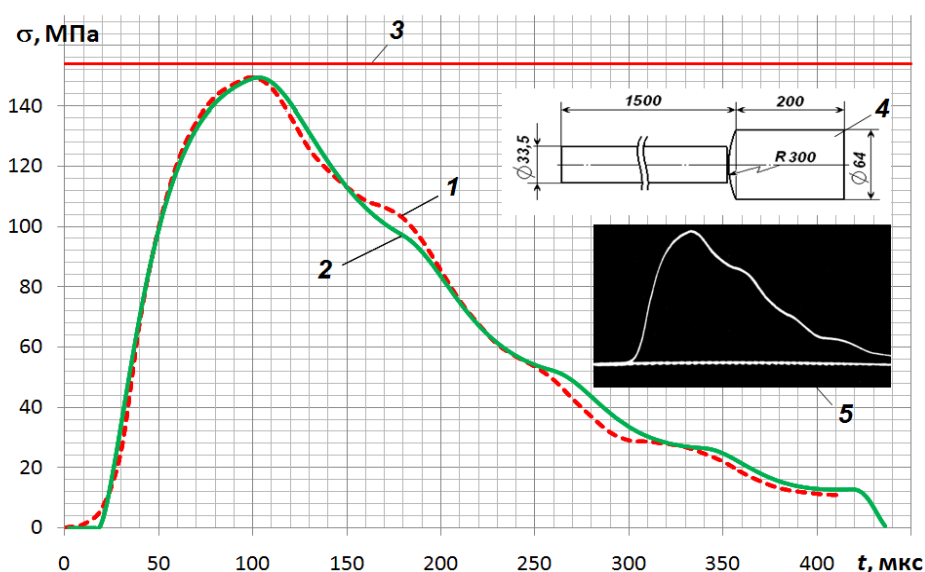


Рис. 7.6 – Напряжения в штанге: диаметр ударника в два раза больше диаметра штанги: 1 – эксперимент; 2 – расчет; 3 – максимальный уровень напряжений по Сен-Венану 154 МПа⁸⁸; 4 – размеры деталей; 5 – экспериментальная осциллограмма

Таблица 7.3 – Сравнение ударных импульсов при диаметре ударника в два раза большем диаметра штанги

Параметры ударного импульса	Эксперимент	Расчет $R_1 = 300$ мм	
		Значение	Погрешность, %
Длительность удара, мкс	-	419,1	-
Максимальное напряжение, МПа	149,5	149,5	-
Количество движения, Н·с	24,1	24,8	3,0 %
Скорость отскока, м/с	-	0,084	-
Коэффициент отскока	-	0,017	-
Энергия ударного импульса, Дж	62,4	63,1	1,1 %
Средняя квадратичная погрешность, %	-	-	5,0 %

Пример 4. Соударение штанги со ступенчатым ударником.

Стальной ступенчатый ударник длиной $l = 210$ мм наносит удар по стальной штанге длиной $L = 1000$ мм со скоростью 5 м/с. Первая ступень ударника имеет длину 140 мм, ее диаметр 34 мм; вторая ступень ударника длиной 70 мм и диаметром 67 мм. Масса ударника 2,922 кг. Штанга, как и первая ступень ударника, имеет диаметр 34 мм. Радиус соударяемого торца ударника $R_1 = 300$ мм, торец штанги плоский.

Упругие параметры ударника и штанги соответствуют примеру 1.

На рис. 7.7 показана экспериментальная осциллограмма напряжений в штанге 1 и расчетный ударный импульс 2. Экспериментальная осциллограмма взята из работы [35], рис. 27. Теоретический уровень напряжений первой ступени 97 МПа показан прямой 3, а максимальный теоретический уровень напряжений 154 МПа – прямой 4⁸⁹. Как и в примере 2, максимальные амплитуды импульсов были совмещены.

Хорошее совпадение расчетного и экспериментального ударных импульсов наблюдается в интервале 0...145 мкс, далее импульсы расходятся. Длительность экспериментального импульса составляет 330,5 мкс, длительность расчетного – 302,9 мкс.

⁸⁸Уровень напряжений по Сен-Венану σ_{CB} , МПа, рассчитан по формуле: $\sigma_{CB} = 10^{-6} \nu \rho_2 a_2 S_1 S_2 / (S_1 + S_2)$.

⁸⁹Уровни ступеней, МПа: первой $\sigma_I = 10^{-6} E_2 \nu / (2a_2)$ и второй $\sigma_{II} = \sigma_I (1 + (S_{II} - S_I) / (S_{II} \cdot S_I))$, где S_I, S_{II} – соответственно площади их поперечных сечений.

Сопоставление параметров ударных импульсов приведено в Таблице 7.4.

Несмотря на значительную погрешность в определении скорости и коэффициента отскока ударника (23,2 %), расчет дает удовлетворительное приближение по интегральным параметрам ударного импульса – энергии и количеству движения, погрешность которых не превышает 3,1 %.

Средняя квадратичная погрешность расчета 11,5 % также достаточно велика по сравнению с предыдущими примерами, но основной вклад в нее вносят низкие напряжения, находящиеся в «хвосте» ударного импульса, которые не имеют существенного практического значения.

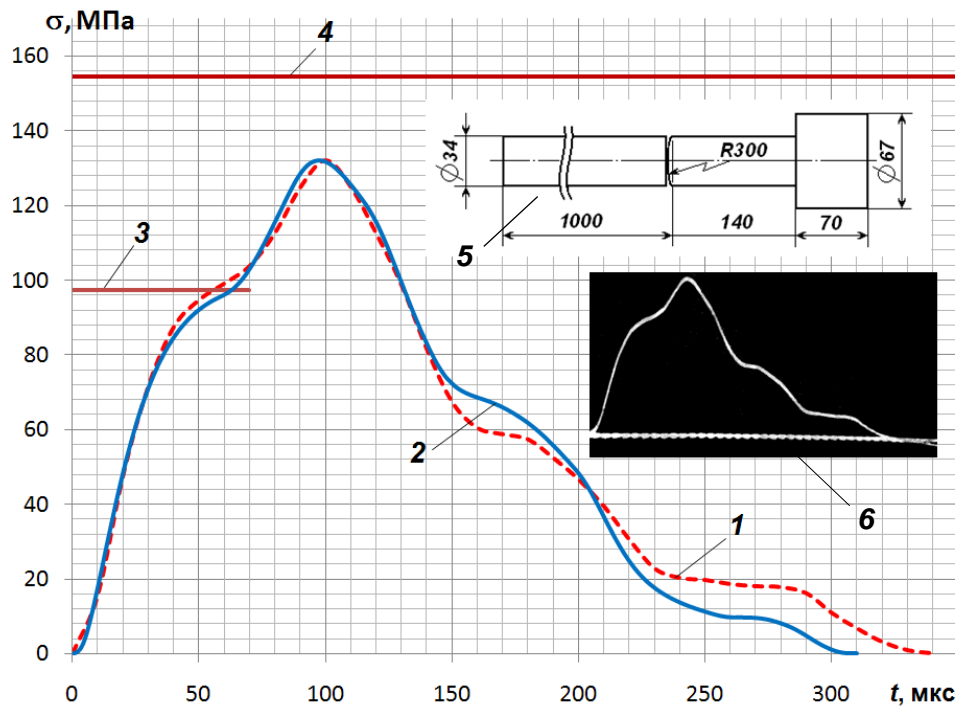


Рис. 7.7 – Напряжения в штанге при соударении со ступенчатым ударником: 1 – эксперимент; 2 – расчет; 3 – теоретический уровень напряжений 1-ой ступени; 4 – теоретический максимальный уровень напряжений; 5 – размеры деталей; 6 – экспериментальная осциллограмма

Таблица 7.4 – Сравнение ударных импульсов при ступенчатом ударнике

Параметры ударного импульса	Эксперимент	Расчет $R_1 = 300$ мм	
		Значение	Погрешность, %
Длительность удара, мкс	330,5	305,5	-9,1 %
Максимальное напряжение, МПа	132,0	132,0	-
Количество движения, Н·с	17,0	16,5	-3,1 %
Энергия ударного импульса, Дж	35,6	36,1	2,6 %
Скорость отскока, м/с	0,69	0,53	-23,2 %
Коэффициент отскока	0,138	0,106	-23,2 %
Средняя квадратичная погрешность, %	-	-	11,5 %

Пример 5. Соударение штанги со ступенчатым ударником: диаметр штанги меньше диаметра первой ступени ударника (эксперимент Арндта).

Данный пример представлен в работах [90, 98]. Его особенность состоит в том, что многократное отражение волн происходит не только от границ сопряжения ступеней ударника, но и от границы «ударник-штанга».

Исходные данные для расчета: длина ударника $L = 210$ мм, размеры первой ступени: диаметр 35 мм, длина 140 мм; размеры второй ступени: диаметр 70 мм, длина 70 мм; радиус соударяемого торца ударника $R_1 = 400$ мм; масса ударника $m = 3,091$ кг; диаметр штанги 25 мм, длина штанги 1500 мм; радиус торца штанги плоский ($R_2 = 10000$ мм).

Упругие характеристики ударника и штанги аналогичны примеру 2.

Экспериментальные и расчетные импульсы напряжений в штанге представлены на рис. 7.8. Поскольку ударный импульс достаточно длинный, в эксперименте была зарегистрирована только его часть длительностью 240 мкс. Дополнительно мы привели расчет для ударника с «практически плоским» торцом (радиус $R_1 = 1000$ мм).

Экспериментальная кривая 1 имеет широкий максимум в интервале 55...105 мкс с резкими фронтами возрастания и спада напряжений. Расчетные кривые 2 ($R_1 = 400$ мм) и 3 ($R_1 = 1000$ мм) имеют более острые максимумы, которые расположены ниже экспериментальной кривой: их амплитуды отличаются соответственно на 4,5 % и 0,7 %, а время достижения максимума – на 6,3 % и 2,5 %. Сравнение ударных импульсов представлено в Таблице 5.

За исключением интервала 55...90 мкс (зона максимума), обе расчетные кривые проходят выше экспериментальной кривой. Средняя квадратичная погрешность расчетной кривой 2 составила 13,0 %, а кривой 3 – 9,7 %.

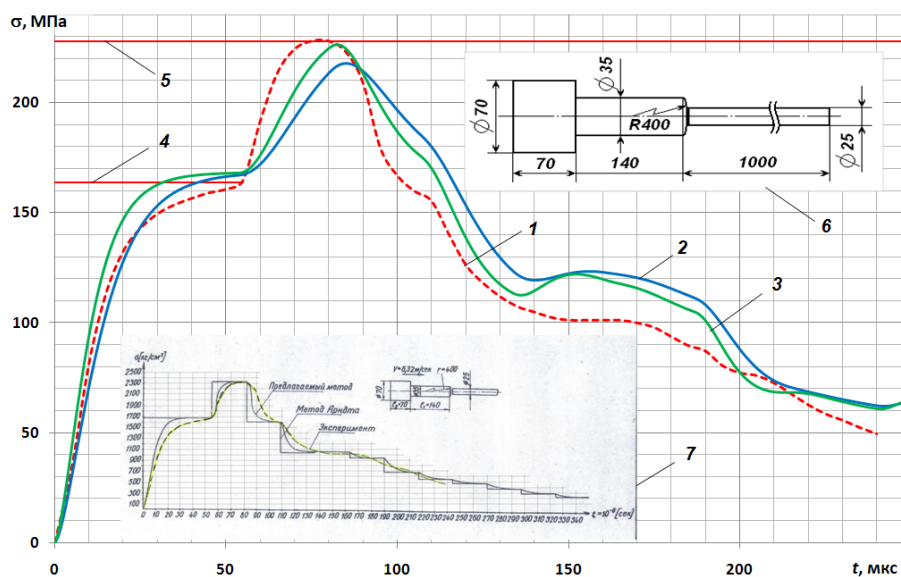


Рис. 7.8 – Расчеты по эксперименту Арндта:

1 – эксперимент; 2 – расчет при $R_1 = 400$ мм; 3 – расчет при $R_1 = 1000$ мм;
4 – теоретический уровень напряжений 1 ступени 164 МПа; 5 – теоретический уровень максимальных напряжений 228 МПа; 6 – размеры соударяемых деталей; 7 – экспериментальная осциллограмма и расчет по методу ИГД (показан желтым цветом, $\Delta t = 2,7$ мкс)

Таблица 7.5 – Сравнение ударных импульсов – эксперимент Арндта

Параметры ударного импульса	Эксперимент	Расчет $R_1 = 400$ мм		Расчет $R_1 = 1000$ мм	
		Значение	Погрешность, %	Значение	Погрешность, %
Максимальное напряжение, МПа	228	218	-4,5 %	226	-0,7 %
Время достижения максимального напряжения, мкс	80,0	85	6,3 %	82	2,5 %
Количество движения части импульса, Н с	14,65	16,05	9,5 %	16,02	9,4 %
Энергия части ударного импульса, Дж	53,1	58,9	10,9 %	59,1	11,2 %
Средняя квадратичная погрешность, %	-	-	13,0 %	-	9,7 %

При резких изменениях сечений в ударной системе на формирование ударного импульса существенное влияние оказывают поперечные волны, которые в рамках предлагаемой модели не рассматриваются. Этим, по-видимому, объясняются расхождения в параметрах экспериментального ударного импульса и расчетных импульсов напряжений.

Следует отметить, что в данном случае метод ИГД дает лучшее приближение к экспериментальной кривой (см. поз. 7 на рис. 7.8) по сравнению с нашими расчетами, в частности вершина ударного импульса имеет более широкий и плоский максимум, а ее амплитуда практически совпадает с экспериментальной кривой.

Пример 6. Соударение ступенчатого ударника с пикой, имеющей бурт.

Рассмотрим соударение ударника пневматического отбойного молотка МО-2Б⁹⁰ производства АО «Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева» с измерительной пикой, имеющей бурт. Схема ударной системы показана на рис. 7.9. Как и в предыдущем примере, ударник имеет ступенчатую форму, но сопряжение между ступенями выполнено в виде конуса. Измерительная пика аналогична рекомендуемой в ГОСТ Р 55162; такая пика используется при измерении энергетических параметров пневматических отбойных молотков тензометрическим методом [50].

Особенность данного примера в том, что, измерительная пика имеет бурт, от которого происходит частичное отражение ударной волны, соответственно, ударный импульс до и после бурта пики отличается по форме и по амплитуде. Кроме того, поскольку длина ударника 85 мм сопоставима с длиной тензорезистора 30 мм, то последний также вносит искажения в форму наблюдаемого ударного импульса⁹¹.

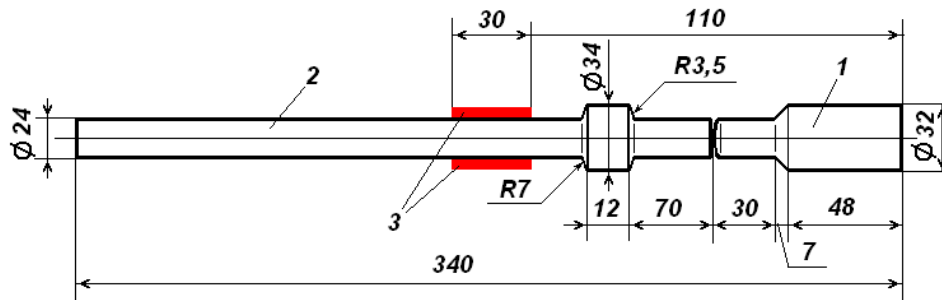


Рис. 7.9 – Схема ударной системы при испытании пневматических отбойных молотков:
1 – ударник; 2 – измерительная пика; 3 – тензорезисторы тензодатчика

Молоток МО-2Б испытывался на современной установке УИПУ-4М [50] для измерения параметров удара, включающей тензометрический усилительный блок, управляемый компьютером, и прецизионный градуировочный стенд СГУ-3 для выполнения образцовых ударов с оптической системой регистрации скорости. Для молотка были определены средние значения энергии и скорости ударника перед ударом, а также записаны ударные импульсы (100 последовательных циклов), средний из которых мы сравнили с нашими расчетами.

Итак, ступенчатый ударник 1 с коническим сопряжением ступеней, длиной 85 мм и массой 430 г⁹², движущийся со скоростью $v = 13,27$ м/с ударяет по неподвижной измерительной пике длиной 340 мм. Соударяемый радиус ударника $R_1 = 350$ мм, соударяемый торец пики плоский. Обе детали изготовлены из стали марки У8А, соответственно, упругие параметры ударника и измерительной пики равны [105]:

$$\rho_1 = \rho_2 = 7830 \text{ кг/м}^3; E_1 = E_2 = 209 \text{ ГПа}; a_1 = a_2 = 5166 \text{ м/с}; \mu_1 = \mu_2 = 0,29.$$

Деформация пики $\varepsilon_d(t)$, регистрируемая тензодатчиком, с учетом Пуассонова расширения рассчитывается по формуле

$$\varepsilon_d(t) = \frac{\int_0^H \sqrt{\left[1 + \frac{\partial w(x,t)}{\partial x}\right]^2 + \frac{\mu_2^2 D^2}{4} \left[\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2}\right]^2} dx}{H} - 1, \quad (7.13)$$

где D – диаметр пики в месте расположения тензодатчика; H – длина решетки недеформированного тензорезистора.

⁹⁰ Молотки МО-2Б и МОП-2 (производитель ООО «ТоМаш») – наиболее распространенные модели, массово используемые в строительстве и горном деле. Они имеют практически одинаковые ударники.

⁹¹ В предыдущих примерах мы не рассматривали сигнал с тензодатчика, т.к. в силу значительной длительности ударного импульса – более 200 мкс, он практически не отличался от расчетной деформации.

⁹² В программе масса ударника вычисляется, исходя из его геометрических размеров. Она равна 439 г.

На рис. 7.10 показаны расчетные ударные импульсы в рассматриваемой ударной системе: в хвостовике измерительной пики до ее бурта – кривая 1 и в теле пики после бурта – кривая 2, которая получена с использованием формулы (7.13).

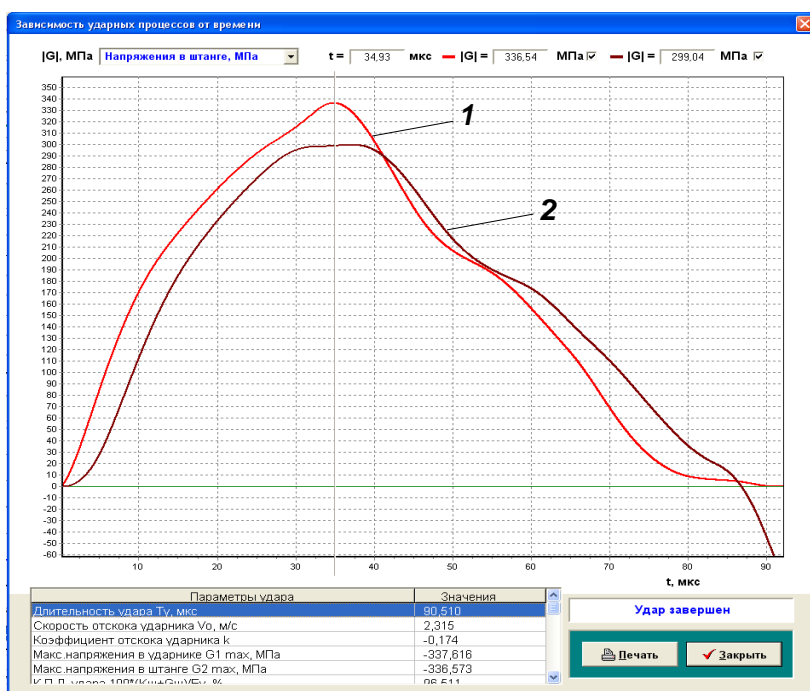


Рис. 7.10 – Расчетные ударные импульсы молотка МО-2Б:

1 – в хвостовике измерительной пики до ее бурта;

2 – в теле измерительной пики за буртом (имитация сигнала с тензодатчика)

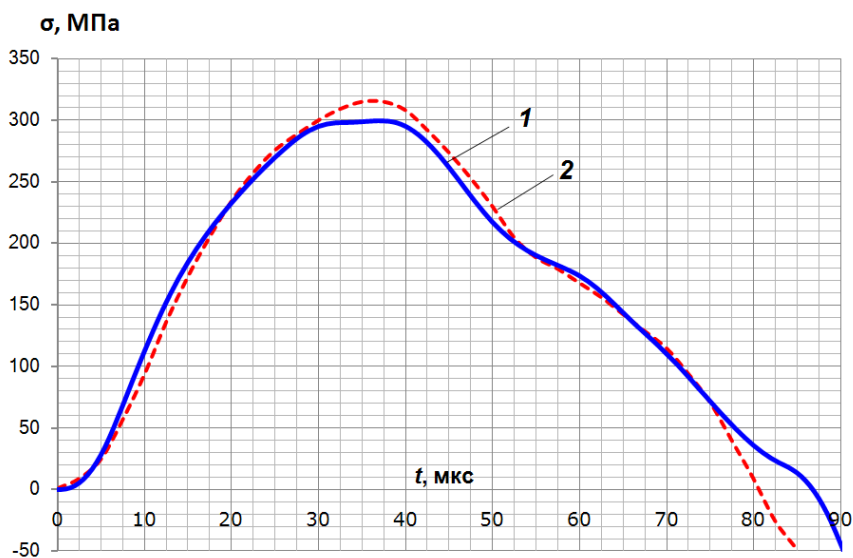


Рис. 7.11 – Ударные импульсы напряжения в измерительной пики, регистрируемые тензодатчиком: 1 – расчетный; 2 – экспериментальный

Как и предполагалось, форма ударного импульса за буртом (кривая 2), искажена. Наблюдается запаздывание амплитуд напряжений на 3...5 мкс. Максимальный уровень напряжений в хвостовике пики составляет 336,5 МПа, в то время как тензодатчик показывает 300,0 МПа, т.е. на 10,8 % меньше. Длительность ударного импульса согласно кривой 1 составляет 90,5 мкс, а длительность импульса по тензодатчику (кривая 2) – 86,9 мкс. Различие связано с тем, что отраженная от противоположного торца измерительной пики волна растяжения приходит к датчику через 83,2 мкс, и она «обрезает» конец ударного импульса.

К соударяемому торцу пики отраженная волна приходит через 131,6 мкс, т.е. отскок ударника происходит раньше прихода отраженной волны, и ударник ничего «не знает» об условиях на противоположном конце пики. Поэтому в данном случае скорость и коэффициент отскока ударника не зависят от свойств материала, на который опиралась бы измерительная пика.

На рис. 7.11 показаны ударные импульсы молотка МО-2Б: расчетный – кривая 1 и экспериментальный (средний за 100 рабочих циклов) – кривая 2⁹³, соответствующая деформации тензодатчика.

Таблица 7.6 – Сравнение ударных импульсов молотка МО-2Б

Параметры ударного импульса	Эксперимент	Расчет $R_1 = 350$ мм	
		Значение	Погрешность, %
Длительность удара, мкс	80,7	86,9	7,7 %
Максимальное напряжение, МПа	315,0	300,0	-4,8 %
Время достижения максимальной амплитуды импульса, мкс	36,3	37,2	2,5 %
Количество движения, Н·с	6,62	6,82	2,9 %
Скорость отскока, м/с	2,12 ⁹⁴	2,32	9,4 %
Коэффициент отскока	0,160	0,174	9,4 %
Энергия ударного импульса, Дж ⁹⁵	36,9	35,5	-0,4 %
Средняя квадратичная погрешность, %	-	-	6,7 %

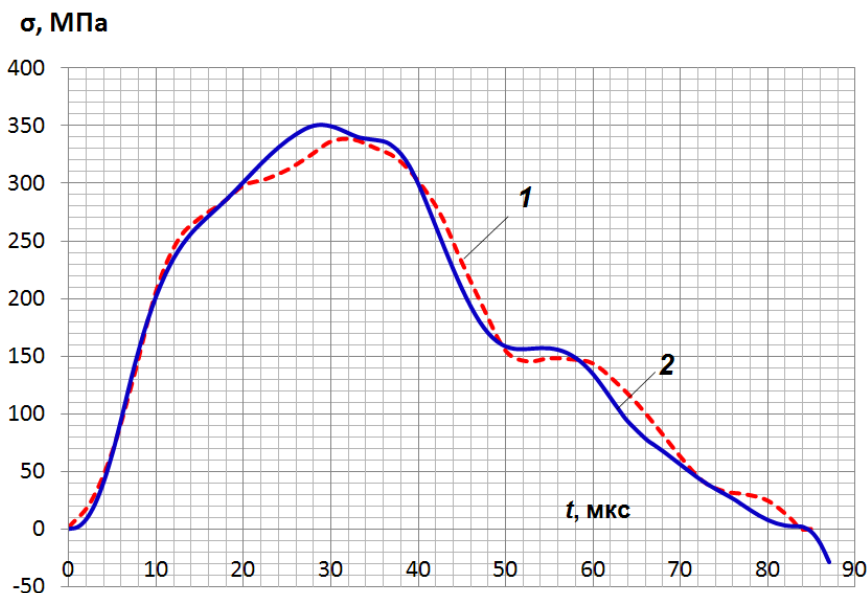


Рис. 7.12 – Ударные импульсы молотка МО-2Б при «практически плоских» торцах ударника и измерительной пики: 1 – экспериментальный; 2 – расчетный

У работавшего ударника радиус соударяемого торца близок к 300 мм [99]. Выбор радиуса 350 мм был продиктован оптимизацией результатов расчета: мы сочли рациональным получить удовлетворительную погрешность по амплитуде, времени ее достижения и количеству движения импульса, погрешность которых не превысила 5 %; при этом коэффициент отскока ударника оказался несколько завышенным – 9,4 %, а средняя квадратичная погрешность составила 6,7 %. Расчетная длительность ударного импульса оказалась больше на 7,7 %.

Сравнение импульсов дано в Таблице 7.6.

⁹³ Оцифровка экспериментального ударного импульса получена по методике аттестации измерительной пики, изложенной в работе [22].

⁹⁴ Скорость отскока ударника определена на градуировочном стенде СГУ-3.

⁹⁵ Поскольку бурт измерительной пики и тензодатчик «искажают» ударный импульс, расчет энергии по формуле 7.10 не совсем корректен.

На рис. 7.12 показаны экспериментальный и расчетный ударные импульсы отбойного молотка МО-2Б при «практически плоских» соударяемых торцах ударника и измерительной пики. Скорость ударника $v = 14,20$ м/с, его масса 438 г. Как и в предыдущем случае, рассматривались деформации, регистрируемые тензодатчиком.

Поскольку определить радиус «плоского» торца ударника на диаметре 24 мм весьма сложно, мы подбирали его значение так, чтобы минимизировать расхождение расчетов с данными эксперимента. Представленные ниже кривые соответствуют: $R_1 = 3000$ мм и $R_2 = 10000$ мм.

Из графиков следует, что даже при высокой скорости соударения⁹⁶ и плоских торцах соударяемых стержней фронты возрастания и спада напряжений имеют конечную величину.

Таблица 7.7 – Сравнение ударных импульсов при «практически плоских» соударяемых торцах ударника и измерительной пики

Параметры ударного импульса	Эксперимент	Расчет $R_1 = 3000$ мм	
		Значение	Погрешность, %
Длительность удара, мкс	83,8	84,5	1,2 %
Максимальное напряжение, МПа	339,0	350,8	3,5 %
Время достижения максимальной амплитуды импульса, мкс	32,5	28,9	11,1 %
Количество движения, Н·с	6,87	6,50	5,5 %
Энергия ударного импульса, Дж	38,3	41,4	7,5 %
Скорость отскока, м/с	1,48	1,59	7,7 %
Коэффициент отскока	0,104	0,112	7,7 %
Средняя квадратичная погрешность, %	-	-	9,1 %

Экспериментальный и расчетный импульс похожи по форме: максимальные напряжения различаются на 3,5 %, длительности импульсов практически совпадают (отличие на 1,2 %); кривые имеют характерные горизонтальные площадки в интервалах 50...60 мкс и 74...84 мкс.

Различия в форме пиков импульсов могут быть связаны с наличием изгибных напряжений, т.к. при плоских торцах обеспечить центральность удара практически невозможно.

Среднеквадратичная погрешность расчетного импульса по сравнению с экспериментом составила 9,1 %. Сравнение ударных импульсов приведено в Таблице 7.7.

Выводы.

Проведенные расчеты показали, что для стальных стержней с закругленными торцами на основе волновой теории Сен-Венана с учетом контактных взаимодействий по Герцу можно построить численную модель продольного удара, которая дает удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными: погрешности расчета амплитуды ударного импульса напряжения в штанге, его длительности, количества движения и энергии, а также интегральная средняя квадратичная погрешность ударного импульса, не превышает 10...13 %.

Имеющиеся расхождения в амплитудах и форме ударных импульсов связаны, по-видимому, с поперечными колебаниями стержней и возбуждением поверхностных волн, которые не рассматриваются в рамках теории одномерной плоской волны Сен-Венана, примененной для построения данной модели. Значительные расхождения с экспериментом выявлены при наличии в ударной системе ступеней (2 и более) с резким изменением поперечного сечения соударяемых деталей, когда длина ступени сопоставима с ее поперечным размером.

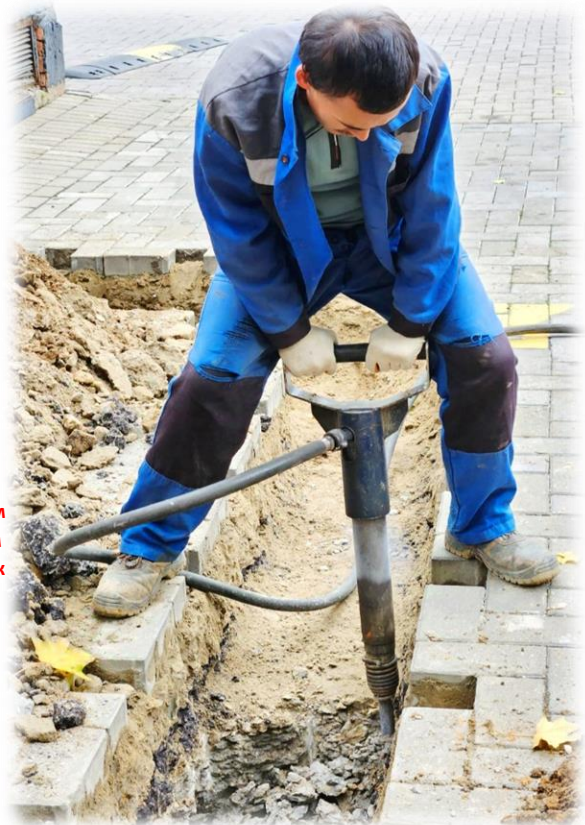
Кроме того, мы не учитывали в расчетах диссипацию энергии при ударе, которую вызывает множество вторичных процессов: внутреннее трение, магнитострикция, излучение звука и др. [35, 91].

⁹⁶Предел пропорциональности между напряжением и деформацией для стали достигается при скоростях порядка 20 м/с. Закаленная сталь позволяет повысить скорости соударения, но лимитируют скорость усталостные напряжения, т.к. ударная машина, например отбойный молоток, наносит по пике порядка 1000 ударов в минуту.

Более точное приближение к экспериментальным данным может дать применение в расчетах моделей, учитывающих поперечное движение частиц стержней (например, модели Рэлея-Бишопа и Миднина-Германа [106-107]) или использование метода конечных элементов, который позволит получить трехмерную картину распределения напряжений в стержнях.

Тем не менее, преимущество предложенного численного метода расчета удара очевидно: без сложных аналитических вычислений он позволяет оценить результат соударения стальных стержней и получить такие важные для практики характеристики процесса удара, как максимальные значения напряжений, длительность ударного импульса, коэффициент отскока ударника.

В данном Этюде мы рассматривали ударные системы, в которых противоположный соударяемому конец штанги свободен. Также мы считали, что до удара в штанге и ударнике отсутствуют напряжения. Полагаем, что предложенный метод позволит с приемлемой точностью рассчитывать процесс удара при внедрении штанги (пики) в обрабатываемую среду, а также при периодических ударах, когда возникающие в ударнике колебания не затухают к моменту следующего соударения.



**Работа пневматического бетонолома БК-2, модернизированного в ООО «УДАРМАШ»
15,4 кг, 75 Дж, 15,5 с⁻¹, 1240 Вт**



*Монумент «Памяти шахтеров Кузбасса»,
Красная горка,
автор Эрнст Неизвестный*

ЭТЮД № 8

Тензометрический метод измерения удара. Российский опыт. Достижения и перспективы

Этюд написан в соавторстве и по исследованиям инж. В. А. Кашаева, соответствующая статья опубликована в электронном журнале «Вестник научно-технического развития» № 2 (114) за 2017 год.

Каков самый важный параметр ручной машины ударного действия: отбойного, рубильного, клепального молотка, перфоратора? Конечно, энергия удара: потребитель выбирает машину по энергии удара, производитель стремится создать машину с низкой массой, вибрацией и шумом, но с высокой энергией удара. Эти требования противоречивы, а современные машины ударного действия столь совершенны, что новые технические решения для них приходится искать на уровне 10...15 %. Решать такие задачи без измерения энергии удара невозможно, причем погрешность в $\pm 10\%$, регламентируемая действующими нормативами [108], уже недостаточна: нужны более точные средства и методы измерений.

Известно множество методов измерения энергии удара машин ударного действия, их описание и классификация даны в работах [10-12, 109-110]. Из всех методов следует выделить метод регистрации импульсов деформации в рабочем инструменте машины с использованием тензометрии – тензометрический метод измерения удара [50] (см. также ГОСТ Р 55162).

Причин тому несколько: во-первых, это метод неразрушающего контроля без внесения изменений в конструкцию машины и ее рабочий инструмент; во-вторых, тензометрические измерения широко распространены в промышленности, и их метрология тщательно разработана; в-третьих, трудоемкость измерений этим методом невелика, а сами измерения воспроизводимы как в лабораторных, так и в натуральных условиях; в-четвертых, за последние полвека метод получил широкое распространение и развитие.

Настоящий Этюд посвящен истории развития тензометрического метода, измерительной аппаратуре, разработанной для его реализации, и методикам измерений ударных процессов с использованием тензометрии.

Основы тензометрии ударных процессов в РФ заложены в 60-70-е годы XX века. Из работ того времени следует выделить труды Института горного дела им. А. А. Скочинского (ИГД), где в лаборатории удара и вибрации под руководством д.т.н., проф. Е. В. Александрова

были выполнены фундаментальные исследования волновых явлений в стальных стержневых ударных системах [35], создана специальная измерительная аппаратура – установка УИПУ [9], испытательные стенды типа СОПП [14]. По результатам этих исследований были спроектированы и поставлены на серийное производство мощные и надежные пневматические отбойные молотки, имеющие малую массу, низкую вибрацию и шум, которые с небольшими изменениями выпускаются в настоящее время отечественной промышленностью.

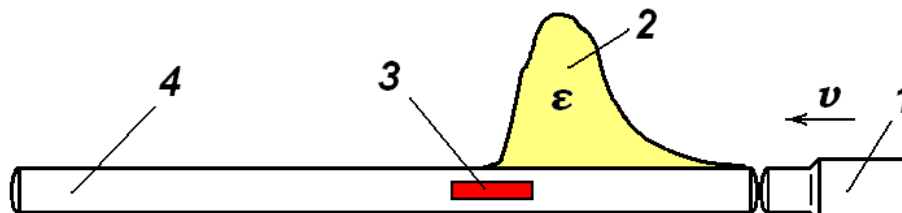


Рис. 8.1 – Формирование ударного импульса
1 – ударник; 2 – импульс ударной деформации; 3 – тензодатчик;
4 – измерительный преобразователь; ϵ – относительная деформация

Для изложения метода измерений, разработанного ИГД, рассмотрим машину ударного действия, в которой имеется ударник, совершающий возвратно-поступательное движение, и рабочий инструмент, по которому ударник периодически наносит удары. При ударе в рабочем инструменте возникает импульс деформации сжатия, как показано на рис. 8.1. Импульс распространяется к противоположному концу инструмента, деформирует обрабатываемый материал, отражается от его границы, возвращается обратно к соударяемому торцу и вновь отражается от него. Этот процесс повторяется многократно, обеспечивая разрушение материала и внедрение в него рабочего инструмента. В зависимости от условий отражения, импульс сжатия трансформируется в импульс растяжения или снова в импульс сжатия, или в комбинированный импульс сжатия-растяжения. Таким образом, в рабочем инструменте формируется сложная волновая картина, которая полностью затухает к моменту следующего удара, как показано на рис. 8.2.

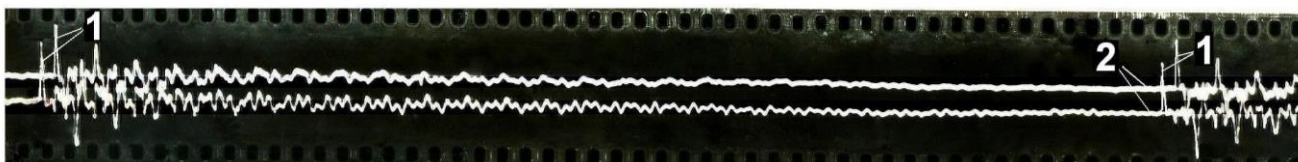


Рис. 8.2 – Волновой процесс в буровой штанге
1 – первый (падающий) ударный импульс; 2 – затухание ударного процесса

Из всех импульсов, возникающих при ударе, только первый (падающий) импульс деформации несет в себе информацию о скорости соударения ударника с инструментом. Если ударник и инструмент имеют равные поперечные сечения и изготовлены из одного материала, то, согласно волновой теории удара, амплитуда импульса сжатия в инструменте ϵ_{max} определяется формулой Сен-Венана:

$$\epsilon_{max} = \frac{v_y}{2c}, \quad (8.1)$$

где v_y – скорость ударника; c – скорость звука в инструменте.

В реальных ударных системах, имеющих сложную геометрию и состоящих из различных материалов, амплитуда деформации зависит также и от других факторов: длины ударника, соотношения поперечных сечений ударника и инструмента, их плотности, радиусов, контактной жесткости торцов [1, 35, 88]. Но зависимость амплитуды деформации от скорости, близкая к линейной, остается неизменной.

На этой физической закономерности строится метод измерения энергии удара по амплитуде ударного импульса (метод по амплитуде), применяемый для пневматических молотков в установках УИПУ. Под термином «энергия удара» здесь и далее мы понимаем кинетическую энергию ударника непосредственно перед его ударом по рабочему инструменту. Это традиционное определение энергии удара.

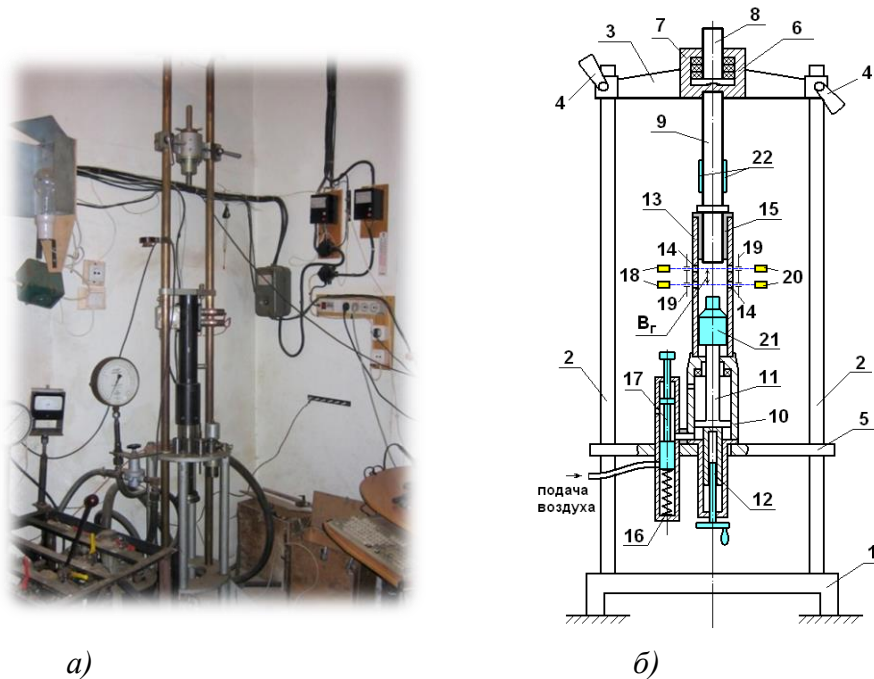


Рис. 8.3 – Градуировочный стенд СГУ-3

а) общий вид, б) принципиальная схема

1 – станина; 2 – колонны; 3 – подвижная траверса; 4 – зажимы; 5 – неподвижная траверса; 6 – поглотитель энергии; 7 – резиновый буфер; 8 – пика поглотителя энергии; 9 – измерительная пика; 10 – пневматический ускоритель; 11 – поршень; 12 – микрометрический винт; 13 – направляющая; 14 – диаметрально отверстия; 15 – центрирующая втулка; 16 – пусковой механизм; 17 – золотник с ручным пуском; 18 – источники света; 19 – диафрагмы; 20 – фотодетекторы; 21 – ударник; 22 – измерительная пика с тензодатчиками

Суть метода состоит в следующем. Отбойный молоток устанавливается на стенд СОРП и включается в номинальный режим работы. При каждом ударе измерительный блок установки УИПУ выделяет первый ударный импульс, поступающий с измерительной пикой, измеряет его амплитуду и период следования импульсов. Результат измерений усредняется за 50...300 ударов.

Далее отбойный молоток разбирается, его ударник устанавливается на специальный градуировочный стенд СГУ, рис. 8.3, где этим ударником выполняют одиночные образцовые удары по той же измерительной пике. Стенд имеет пневматический механизм разгона ударника и оптическую систему с калиброванной базой для измерения предупредной скорости ударника. Регулировкой длины разгона ударника добиваются амплитуды ударного импульса, равной средней амплитуде, измеренной при работе молотка. Регистрируемая таким образом скорость ударника определяет его кинетическую энергию A , т.е. энергию удара

$$A = \frac{mv_y^2}{2} = \frac{m}{2} \left[\frac{B}{\tau} \right]^2, \quad (8.2)$$

где m – масса ударника; B – база измерения скорости; τ – время пролета базы стенда.

Установка УИПУ испытала 4 модификации, в 1978 году она прошла государственную метрологическую аттестацию, а в 1980 г. внедрена на Томском электромеханическом заводе им. В. В. Вахрушева (ТЭМЗ) – в то время основном производителе пневматических молотков в СССР. Установка успешно проработала на заводе до 2001 года, с ее помощью разработано и

поставлено на серийное производство более 20 наименований отбойных, рубильных и клепальных молотков, а с 2000 года – бетоноломов.

Достигнутая на установках УИПУ точность измерения энергии удара тензометрическим методом составляет $\pm 2,5\%$. Этот результат получен как за счет стабильности самого измерительного тракта, так и за счет стабильности измерительных преобразователей – пика.

Известно, что механический удар сопровождается множеством паразитных (с точки зрения измерений) явлений: намагничивание пики, магнитострикция, магнитоиндукция, трибозффект и др. Они генерируют помехи, которые существенно снижают точность измерений. В ИГД были разработаны прецизионные измерительные преобразователи, в которых влияние указанных факторов минимально, а нестабильность измерительного тракта УИПУ с учетом таких преобразователей не превышает 0,15 %.

На рис. 8.4 показаны результаты аттестации помехоустойчивой измерительной пика № 210. Пика тестировалась на 2-х различных установках УИПУ и двух градуировочных стендах СГУ в течение 6 месяцев, зимой и летом.

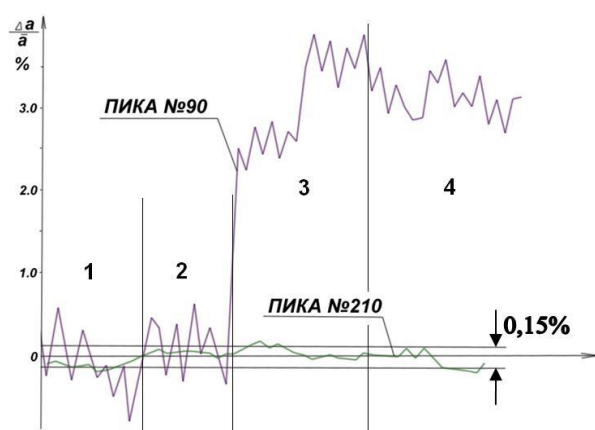
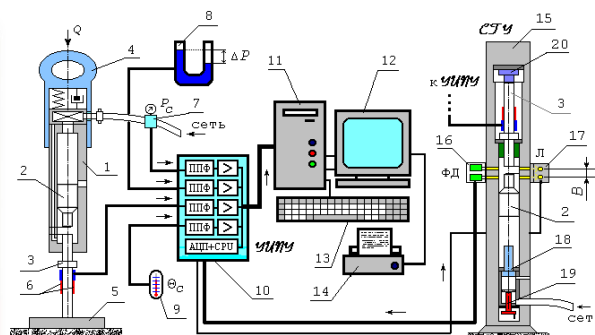


Рис. 8.4 – Стабильность показаний при градуировке

- 1 – СГУ-2 № 2, ИПУ-4 № 2;
- 2 – СГУ-2 № 3, ИПУ-4 № 3;
- 3 – СГУ-2 № 2, ИПУ-4 № 2;
- 4 – СГУ-2 № 2, ИПУ-4 № 3



а)



б)

Рис 8.5 – Компьютерный измерительный комплекс УИПУ-4М

а) измерительный блок и пика; б) принципиальная схема измерений

1 – корпус ударной машины; 2 – ударник; 3 – вставной инструмент; 4 – рукоятка; 5 – приемник энергии удара; 6 – тензодатчики; 7 – датчик давления; 8 – дифманометр; 9 – датчик температуры воздуха; 10 – микропроцессорный измерительный блок с усилителями и АЦП; 11 – системный блок компьютера (АЦП+CPU); 12 – монитор; 13 – клавиатура; 14 – принтер; 15 – стенд СГУ; 16 – фотодетекторы (ФД); 17 – лампы накаливания с калиброванной диафрагмой (Л); 18 – разгонный поршень; 19 – винт регулировки разгона ударника; 20 – приемник энергии удара стенда; Q – усилие нажатия; P_c – давление в сети; ΔP – перепад давления на дифманометре; θ_c – температура сжатого воздуха; В – калиброванная база стенда; ППФ – противоподменный фильтр

В 2001 году фирмой ООО «УДАРМАШ» был разработан и поставлен на завод ТЭМЗ модернизированный компьютерный измерительный комплекс УИПУ-4М. Фото измерительного блока комплекса и принципиальная схема измерений представлены на рис. 8.5.

Комплекс позволяет визуализировать процесс работы ударной машины и в реальном времени получать ее рабочие параметры: амплитуду и частоту ударов, давление и расход воздуха.

Процесс можно наблюдать на экране монитора в виде синхронизированных по времени графиков, отображающих каждый рабочий цикл ударной машины. Программное обеспечение комплекса позволяет проанализировать серию зарегистрированных ударных импульсов и каждый импульс в отдельности, сравнить его со средним импульсом, а в дальнейшем выполнить градуировку образцовыми ударами на стенде.

Применение компьютерных технологий позволило повысить точность и оперативность измерений. Технические характеристики комплекса УИПУ-4М представлены в Таблице 8.1.

Таблица 8.1 – Технические характеристики установки УИПУ-4М

Параметр	Значение
Количество тензодатчиков	2
Электрическое сопротивление тензодатчика, Ом	400
Диапазон измерения энергии удара	1...250 Дж
Диапазон измерения частоты ударов	4...100 с ⁻¹
Основная погрешность измерения энергии удара	<2,0 %
Основная погрешность измерения частоты ударов	<0,01 %
Полоса пропускания тензоусилителя	2 Гц...300 кГц
Частота выборки	1 МГц
Разрядность АЦП	12 бит
Динамический диапазон измерений	110 дБ

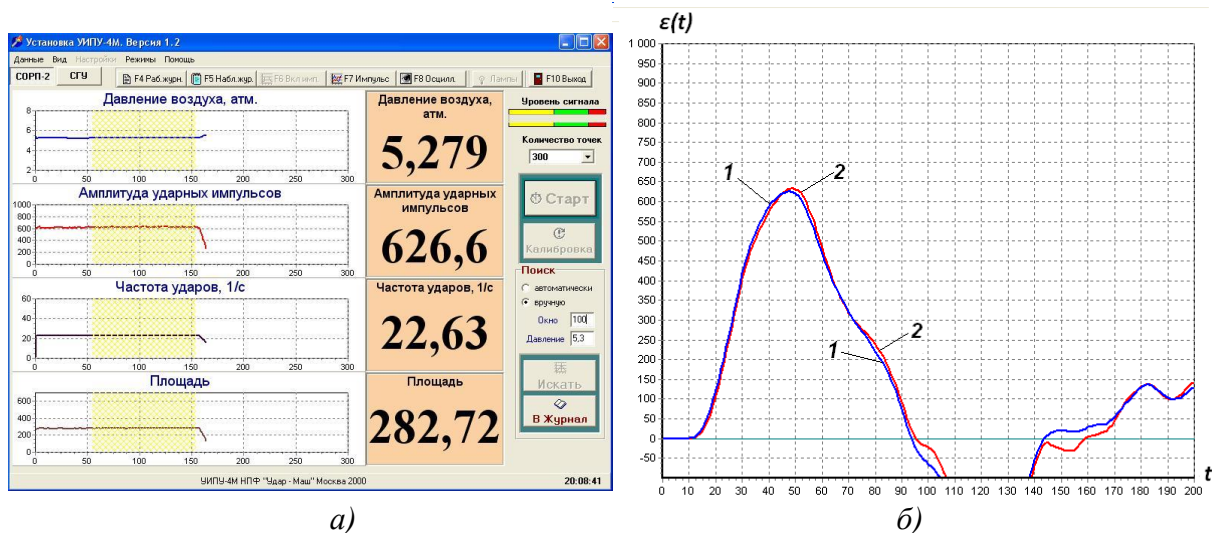


Рис 8.6 – Результаты испытаний отбойного молотка МО-2Б

а) последовательность рабочих циклов; *б)* ударные импульсы: 1 – средний, 2 – текущий; $\varepsilon(t)$ – относительная деформация; t – время в мкс;

Параметры импульсов в условных единицах:

текущий: амплитуда 625,63, площадь 282,7, площадь квадрата 543,5;

средний: амплитуда 632,75, площадь 284,3, площадь квадрата 547,3

На рис. 8.6 представлены результаты испытаний на установке УИПУ-4М серийного отбойного молотка МО-2Б ТЭМЗ, работающего при номинальном давлении сжатого воздуха 0,53 МПа с энергией удара 39,5 Дж. На рис. 8.6, *а* показаны графики давления воздуха, амплитуды и частоты ударов, площади ударных импульсов. Справа от графиков даны средние значения указанных параметров, соответствующие 100 последовательным циклам (см. выделение желтым цветом), выбранным для анализа.

На рис. 8.6, *б* показан текущий и средний ударные импульсы молотка и их характеристики: амплитуда, площадь и площадь квадрата импульса.

Видно, что молоток работает стабильно, помехи отсутствуют, текущий ударный импульс незначительно отличается от среднего: отличие по амплитуде – 1,1 %, по площади – 0,6 %, по площади квадрата импульса – 0,7 %.

Сличительные испытания между лабораториями ИГД и ТЭМЗ показали расхождение результатов по энергии удара и ударной мощности молотков не более 1,5 %. Столь высокая воспроизводимость результатов испытаний достигнута не только за счет стабильности измерительной аппаратуры УИПУ и стабильности измерительных преобразователей, но, в первую очередь, за счет использования стендов и детальной отработки методики испытаний.

Мы рассказали об измерении энергии удара ударной машины, т.е. кинетической энергии ударника перед его ударом по рабочему инструменту. Но правильной машину ударного действия характеризовать энергией, прошедшей в рабочий инструмент, – энергией ударного импульса. Именно эта энергия далее пойдет на выполнение полезной работы – на разрушение.

Энергия ударного импульса W рассчитывается по формуле⁹⁷:

$$W = cES \int_0^T \varepsilon^2(t) dt, \quad (8.3)$$

где c – скорость звука в измерительной пике; E – модуль Юнга пика; S – площадь ее поперечного сечения; $\varepsilon(t)$ – относительная деформация пика под действием ударного импульса в момент времени t ; T – длительность ударного импульса.

Энергия ударного импульса более объективно характеризует ударную машину, чем кинетическая энергия ударника.

Для примера приведем сравнение рубильных молотков ИП-4126 производства ООО «Резолит» (РФ) и MS13A «ARCHMEDES» (Польша). Измерения выполнены с помощью комплекса УИПУ-4М в 2005 году. Молотки испытывались при давлениях сжатого воздуха 0,53 МПа и 0,63 МПа в соответствии с ГОСТ 15997-81Е «Молотки рубильные пневматические. Технические условия» [111]. Энергия удара молотков A , частота ударов f и ударная мощность N определялась согласно методу по амплитуде, изложенному выше.

В дополнение для каждого молотка измерялась площадь квадрата ударного импульса G , пропорциональная энергии импульса и рассчитывалась мощность ударных импульсов P , $P = Gf$.

Ударные импульсы молотков представлены на рис. 8.7, а результаты расчетов – в Таблице 8.2.

Из анализа ударных импульсов следует:

- по площади квадрата импульса G молоток MS13A превосходит молоток ИП-4126 на 27 % при давлении 0,53 МПа; а при давлении 0,63 МПа – на 23 %;

- по ударной мощности P , переданной инструменту, молотки MS13A и ИП-4126 практически одинаковы при давлении 0,53 МПа; а при давлении 0,63 МПа молоток MS13A уступает ИП-4126 всего 4 %.

- при примерно одинаковой длительности ударных импульсов, форма ударного импульса молотка ИП-4126 близка к треугольной, в то время как форма ударного импульса молотка MS13A ближе к прямоугольной, что, быть может, более выгодно для процесса разрушения, т.к. на объект рубки большее время действуют высокие напряжения;

- в то же время нужно отметить, что амплитуда ударного импульса, т.е. сила удара, у молотка ИП-4126 выше – на 1,7 % при давлении 0,53 МПа и на 4,7 % при давлении 0,63 МПа.

Исходя из ударных импульсов, следует предположить, что производительность молотка MS13A по рубке будет примерно равна производительности молотка ИП-4126.

Совершенно иной вывод о соотношении энергетических параметров молотков следует из результатов, полученных методом по амплитуде. Молоток MS13A значительно слабее молотка ИП-4126: он уступает по энергии удара 27 % при давлении сжатого воздуха 0,53 МПа и 23 % при давлении 0,63 МПа; мощность молотка MS13A ниже на 46 % при давлении сжатого воздуха 0,53 МПа и на 43 % при давлении 0,63 МПа.

⁹⁷ Предполагается, что ударный импульс полностью укладывается на длине измерительной пика, а отраженный импульс не накладывается на него.

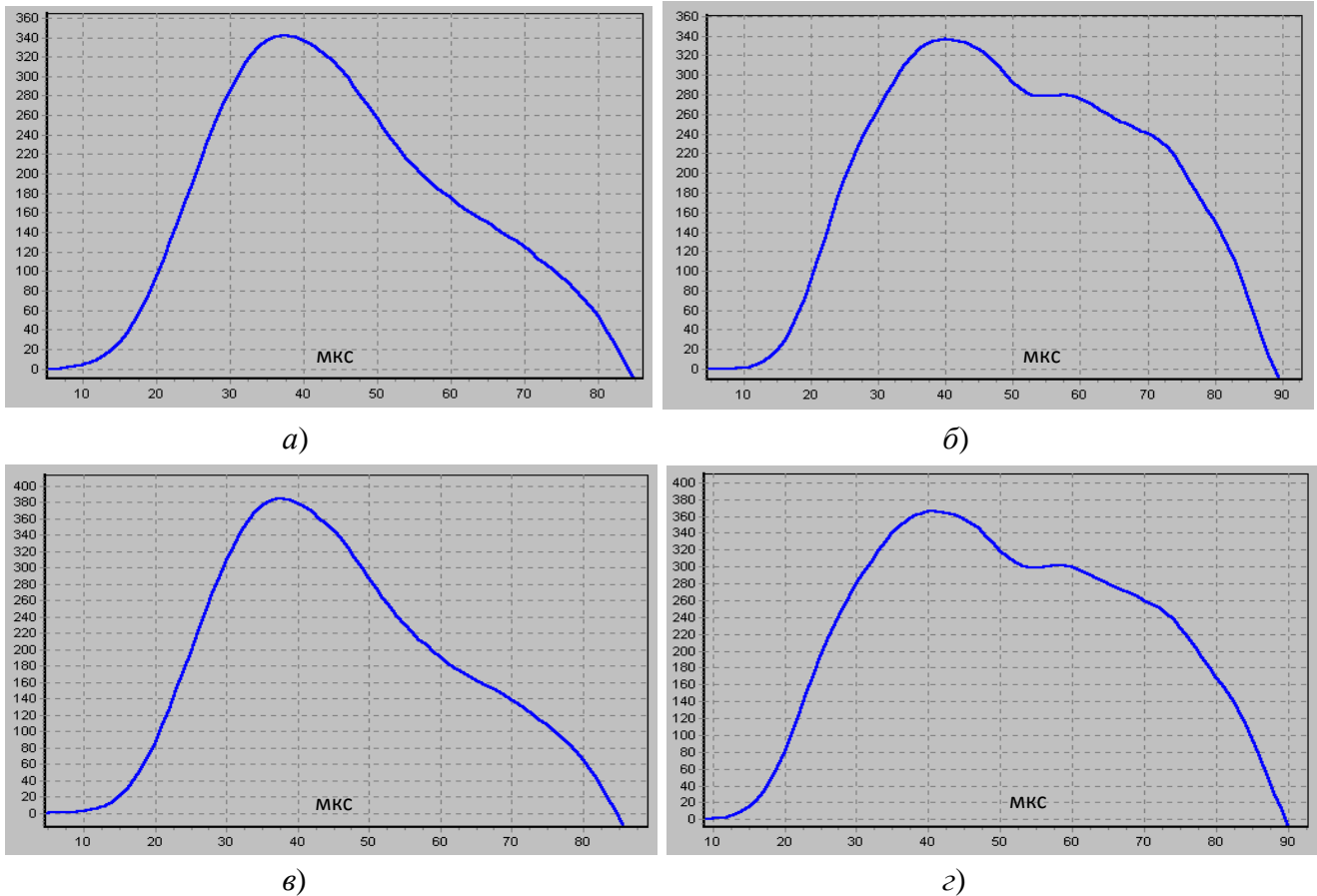


Рис 8.7 – Ударные импульсы молотков ИП-4126 и MSA-13 “Archimedes” при давлении 0,53 МПа: а) – ИП-4126, б) MSA-13; при давлении 0,63 МПа: в) – ИП-4126, г) MSA-13

Таблица 8.2 – Энергетические параметры рубильных молотков

Марка молотка	Давление сжатого воздуха, МПа	Амплитуда, дел.	Частота ударов f , c^{-1}	Энергия удара, А, Дж	Энергия ударного импульса G , кв. дел.×с	Ударная мощность, $N=A \times f$, Вт	Мощность ударных импульсов P , кв. дел.
ИП-4126	0,53	343	36,5	13,2	134	482	4890
MS13A	0,53	337	26,8	9,7	183	260	4901
ИП-4126	0,63	385	38,4	15,0	164	576	6294
MS13A	0,63	367	28,4	11,5	213	327	6047

Причина такого несоответствия – в различии ударников молотков. У молотка ИП-4126 ударник короткий, имеет длину 40 мм, массу 151 г и большую кривизну соударяемого торца. Согласно волновой теории удара коэффициент отскока такого ударника близок к 0,5. Таким образом, примерно четверть энергии удара уносится с отскоком ударника и не попадает в инструмент.

У молотка MS13A, наоборот, более длинный ударник – 70 мм массой 305 г, у него плоский торец и, соответственно, малый коэффициент отскока. Поэтому он большую долю своей кинетической энергии передает в инструмент.

Мы видим, что в данном случае энергия ударного импульса более полно характеризует эффективность ударной машины, чем его амплитуда.

Энергия ударного импульса включают в себя и к.п.д. двигателя ударной машины и к.п.д. ее ударной системы. Более того, переход к измерению энергии ударного импульса позволяет

выполнять испытания без дополнительных градуировок, используя предварительно аттестованные измерительные преобразователи, для которых определены физические константы: скорость звука c , модуль Юнга E и площадь поперечного сечения S .

В РФ такой метод был использован в работах Кузбасского государственного технического университета при исследовании бурильных машин [112]. К сожалению, эти работы не получили метрологического развития.

Метод измерения ударного импульса был опробован ООО «УДАРМАШ» при испытаниях на установке УИПУ-4М электрических молотков в 2015 году. Измерялись молотки: ИНТЕРСКОЛ М-10/1100Э, HILTI TE 500, Makita HMC0871C и перфоратор BOSCH GBH-5-4-DCE Professional. Это ударные машины примерно одного класса – по массе, габаритным размерам, паспортным значениям энергии удара.

Испытания проводилось на стенде СОРП-3 при усилии нажатия 200 Н. Рабочие циклы молотков и их ударные импульсы показаны на рис. 8.8. Из графиков видно, что молотки работают устойчиво, без сбоев и помех, разброс амплитуд импульсов незначительный. Процесс измерений каждого молотка занял около 6 секунд, в течение которых было записано 300 последовательных ударов.

На графиках (рис. 8.8 *а, в, д, ж*) видно, как включаются молотки (первые 15...20 ударов), как они выходят на номинальный режим работы, как выключаются (последние 10...20 ударов). Для анализа и расчетов были выбраны средние 200 ударов (см. выделение). Справа от графиков показаны значения амплитуды и частоты ударов, средние по выборке. Амплитуда указана в условных единицах, частота – в c^{-1} (Гц).

Ударные импульсы молотков показаны на рис. 8.8 *б, г, е, з*. Средние и текущие импульсы почти не отличаются друг от друга. Справа от графиков даны расчетные характеристики текущих и средних импульсов: амплитуда, площадь импульса и площадь квадрата импульса, выраженные в условных единицах.

Расчетные энергетические характеристики молотков представлены на четырех диаграммах рис. 8.9.

Молоток фирмы ИНТЕРСКОЛ показал самые низкие результаты – энергия 7,1 Дж, мощность 351 Вт, сила удара 46,8 кН. Перфоратор BOSCH и молоток HILTI показали практически равную энергию – 7,7 и 7,8 Дж и примерно одинаковую силу удара – 50 кН. Но ударная мощность молотка HILTI – 412 Вт выше, чем у перфоратора BOSCH – 371 Вт за счет более высокой частоты ударов.

Самым сильным оказался молоток Makita с энергией ударного импульса 10,0 Дж, мощностью 445 Вт и силой удара 54,6 кН.

В 2009 году Европейская Ассоциация Производителей Электроинструмента «ЕРТА» разработала Процедуру 05 «Измерение энергии единичного удара перфораторов и отбойных молотков» (Методика ЕРТА) [15], она регламентирует измерение энергии ударного импульса и внесение ее значений в каталоги продукции. Погрешность измерения энергии в Методике ЕРТА не указана, но из текста методики следует, что она около 10 %⁹⁸.

Паспортное значение молотка HILTI по Методике ЕРТА равно 7,5 Дж; наш результат 8,3 Дж выше на 10,7 %. Паспортное значение перфоратора BOSCH по Методике ЕРТА – 8,8 Дж; наш результат 8,3 Дж ниже на 5,7 %. Паспортное значение молотка Makita по методике ЕРТА – 8,1 Дж; наш результат 10,0 Дж выше на 23,5 %.

Мы не ставили задачу сопоставить наши измерения с паспортными значениями энергии импульса этих машин. Для нас было важно показать возможность использования аппаратуры УИПУ-4М для испытаний электрических молотков и измерения энергии ударного импульса, продемонстрировать ее стабильность и отсутствие помех. Выявленные расхождения, на наш взгляд, связаны с различием методик испытаний и различием аппаратуры. Они требуют детальных исследований, которые, мы надеемся, будут выполнены в дальнейшем.

⁹⁸ В 2016 г. вышла вторая редакция Методики ЕРТА и была поставлена задача достичь точности измерений 5 %. Насколько она решена в настоящее время неизвестно, т.к. стандарт принадлежит закрытой международной корпорации.

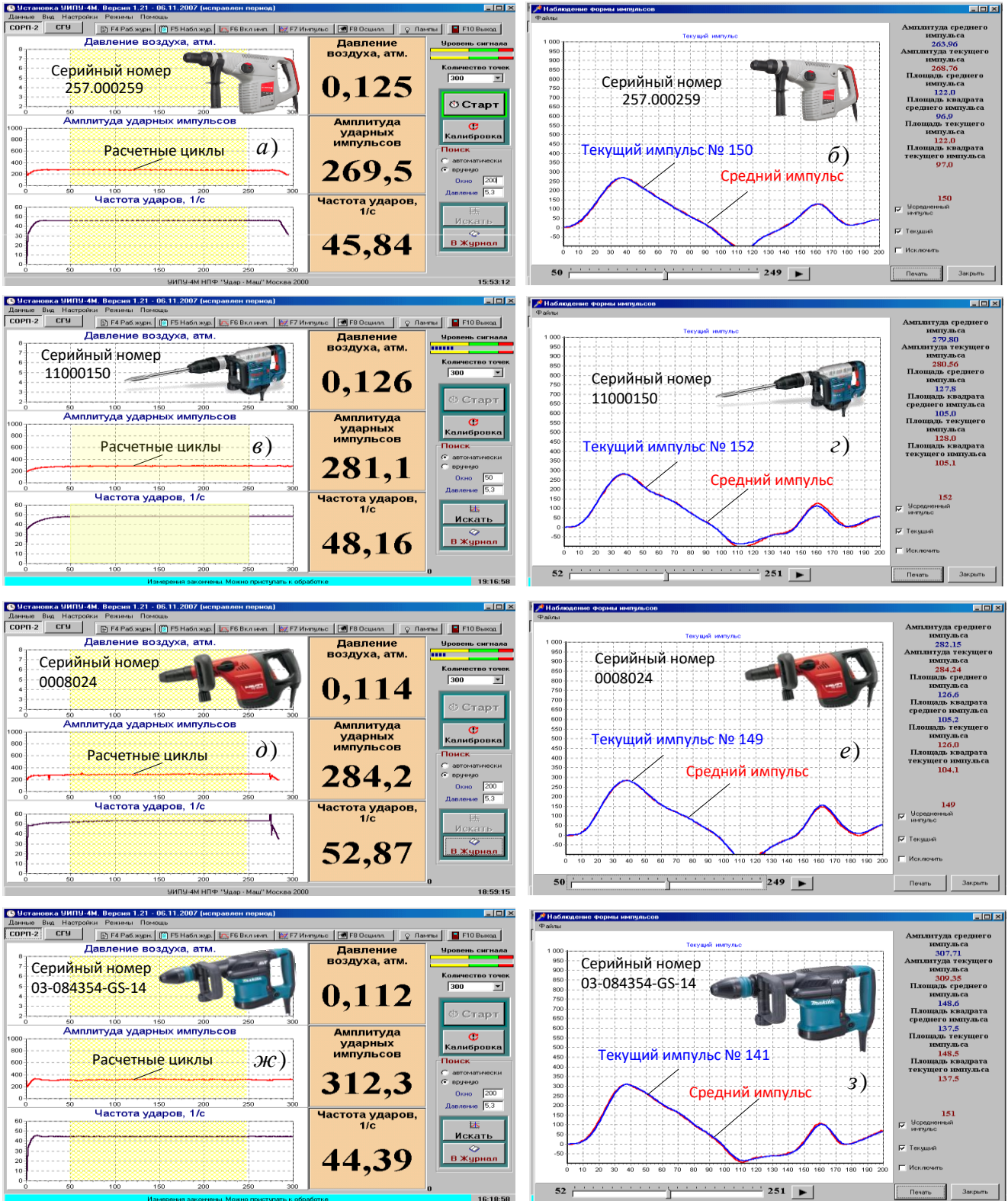


Рис 8.8 – Рабочие циклы электрических отбойных молотков и их ударные импульсы:
 а), б) – ИНТЕРСКОЛ; в), г) – BOSCH;
 д), е) – Hilti; ж), з) – Makita

Но по относительным данным остаются вопросы. Мы испытывали инструмент в одних и тех же условиях, по единой методике и с помощью стабильной аппаратуры, получив стабильные результаты.

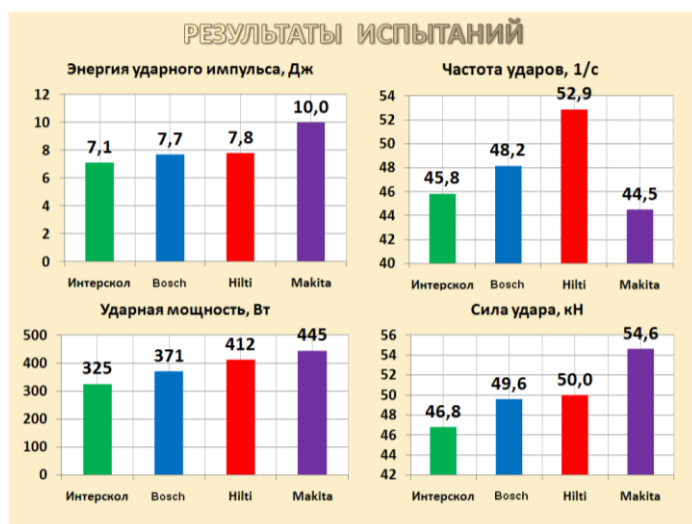


Рис 8.9 – Энергетические характеристики электрических отбойных молотков

По нашим данным молоток Makita имеет энергию ударного импульса на 20,5 % $((10,0 - 8,3)/8,3) \times 100\%$ выше, чем перфоратор BOSCH. По Методике ЕРТА выходит наоборот: он на 8,0 % слабее, хотя по ударному импульсу (см. рис. 8.8) видно, что амплитуда молотка выше: 312 ед. против 281 ед. у BOSCH, и импульс у Makita более наполненный. Такое несоответствие ставит вопрос о сличительных испытаниях между лабораториями фирм и о воспроизводимости результатов испытаний по Методике ЕРТА.

Подведем итоги.

За последние 50 лет тензометрический метод измерения удара в РФ прошел большой путь совершенствования и развития.

Для ручных машин ударного действия создан уникальный компьютерный измерительный комплекс УИПУ-4М, позволяющий измерять энергию удара с погрешностью $\pm 2,0\%$ и не имеющий на сегодняшний день аналогов в мире по стабильности и точности измерений.

Разработаны методики измерений, испытательные стенды и методики испытаний, обеспечивающие высокую воспроизводимость результатов испытаний на уровне $\pm 1,5\%$.

Каковы же перспективы развития тензометрического метода?

Мы полагаем, что для всех машин ударного действия следует перейти к нормированию и измерению энергии ударного импульса и мощности ударных импульсов, которые более полно отражают эффективность ударной машины. Для этих целей необходимо отработать методики измерений и испытаний, провести комплекс метрологических исследований с целью определения погрешностей измерения энергии ударного импульса. По нашим оценкам, современный уровень техники позволяет снизить эту погрешность до $\pm 1,0\%$.

В натуральных условиях эффективность ударной машины определяется ее производительностью. Вернемся к примеру сравнения рубильных молотков ИП-4126 и MS13A, рассмотренному выше. Какой из молотков окажется на практике эффективней? Какой импульс предпочтительней с точки зрения разрушения тех или иных материалов – треугольный с высокой амплитудой, т.е. силой удара, или прямоугольный с большей площадью, т.е. большим количеством движения? В каком случае производительность молотка будет выше: при «легком» ударнике с высокой частотой и силой удара или при «тяжелом» ударнике с меньшей частотой и меньшей силой удара, но с большей энергией импульса?

Ответы на эти вопросы сегодня могут дать только натурные испытания молотков. Почему? – Потому, что не установлены зависимости производительности ударной машины от параметров ударного импульса – амплитуды, длительности, количества движения, энергии, формы импульса.

Современная тензометрическая аппаратура, тензометрический метод измерения удара позволяет такие зависимости получить. Эта задача, на наш взгляд, является весьма актуальной, и она ждет своих исследователей.



Слева направо: Д. З. Ямпольский,
В. А. Кашаев, С. В. Устюжанин

ЭТЮД № 9

Анализ Методики Европейской Ассоциации Производителей Электроинструмента «Измерение энергии единичного удара перфораторов и отбойных молотков»

Статья написана в соавторстве с к.т.н. В. С. Ванаевым (МГТУ им. Н. Э. Баумана) и опубликована в Международном журнале «Вестник машиностроения», № 7 за 2018 г.

1. Общие сведения

В 2009 году Европейская Ассоциация Производителей Электроинструмента (The European Power Tools Association) выпустила корпоративный стандарт «Методика измерения единичной энергии удара перфораторов и отбойных молотков» (Procedure 05 “Measurement of the single impact energy of rotary hammers and breakers” – далее Методика, Методика ЕРТА). В октябре 2016 года вышла его вторая редакция [15], в которой декларируется, что с 1 января 2018 года все производители электроинструмента, входящие в данную Ассоциацию⁹⁹, обязаны указывать в каталогах на свою продукцию сведения об энергии удара отбойных молотков и перфораторов, полученные в соответствии с данным стандартом.

Прежде чем анализировать Методику ЕРТА рассмотрим принципиальную схему электрической ударной машины и определим понятие «энергия удара».

Электрическая машина ударного действия – отбойный молоток или перфоратор – состоит из корпуса 1, в котором размещен кривошипный механизм 2, ударник 3, промасса (промежуточный ударник) 4 и рабочего инструмента 5, как показано на рис. 9.1.

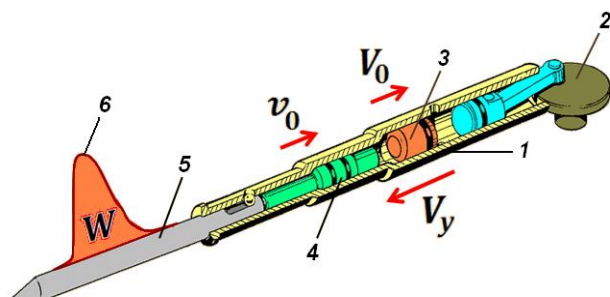


Рис. 9.1 – Принципиальная схема электрической ударной машины
1 – корпус; 2 – кривошипный механизм;
3 – ударник; 4 – промасса; 5 – рабочий инструмент; 6 – ударный импульс

Цикл ударной машины включает рабочий и холостой ход. При рабочем ходе кривошипный механизм разгоняет ударник; последний наносит удар по промассе, которая, в свою

⁹⁹На сегодняшний день в ЕРТА входит 31 крупнейший производитель электрических машин: Hilti, BOSCH, Makita, Hitachi, Ingersoll Rand, Metabo, SPARKY, BAIER, Atlas Copco и др.

очередь, ударяет по хвостовику инструмента. На холостом ходу за счет разряжения кривошипный механизм возвращает ударник в исходное положение (вверх). Удары повторяются с частотой около 50 Гц.

Традиционно под **энергией удара** машины ударного действия понимается **кинетическая энергия ударника** непосредственно перед его ударом по рабочему инструменту [1-2]. В рассматриваемой схеме удар передается инструменту через промежуточный ударник – промассу, которая формирует в инструменте волну деформации сжатия. Эта волна носит название ударного импульса или первого (падающего) ударного импульса.

В Методике ЕРТА под **единичной энергией удара** понимается **энергия, заключенная в ударном импульсе**, именно эта физическая величина подлежит измерению и декларированию.

Пусть масса ударника M , его предударная скорость V_y и скорость отскока V_0 , промасса имеет массу m и ее скорость отскока при ударе v_0 , энергия ударного импульса W . Тогда для рассматриваемой схемы электрической ударной машины имеем уравнение баланса энергии в установившемся периодическом режиме работы

$$\frac{MV_y^2}{2} + Z^- + z^- = \frac{MV_0^2}{2} + \frac{mv_0^2}{2} + Z^+ + z^+ + W + Q, \quad (9.1)$$

где Z^- и z^- – потенциальная энергия собственных колебаний ударника и промассы до удара; Z^+ и z^+ – потенциальная энергия собственных колебаний ударника и промассы после удара; Q – совокупные потери энергии на трение, излучение звука, магнитострикцию, магнитоиндукцию и другие сопутствующие удару явления.

Поскольку $Z^- < Z^+$ и $z^- < z^+$ в силу затухания колебаний в течение рабочего цикла машины, из формулы (9.1) следует, что энергия ударного импульса W всегда меньше кинетической энергии ударника, т.е. энергии удара в ее традиционном понимании. Разница в энергиях может быть значительной, поэтому переход к Методике ЕРТА, принятой в 2009 году, т.е. переход к нормированию энергии ударного импульса, привел к резкому снижению энергетических параметров электрических ударных машин, для которых ранее производители декларировали энергию удара в ее традиционном понимании.

Энергия ударного импульса измеряется тензометрическим методом [50, 112] с помощью специальной тензометрической аппаратуры и измерительных преобразователей в виде длинных измерительных штанг с тензодатчиками (тензорезисторами).

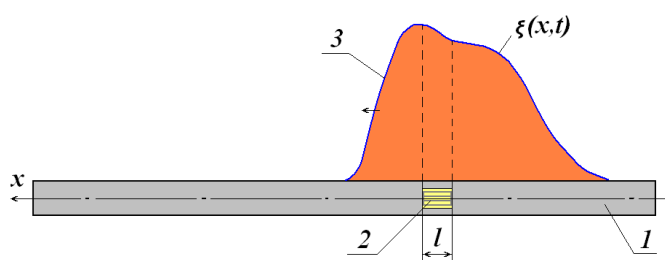


Рис. 9.2 – Формирование сигнала с тензорезистора
 1 – измерительная штанга; 2 – тензорезистор;
 3 – ударный импульс; стрелка указывает направление движения волны

Тензодатчики регистрируют относительную деформацию участка штанги длиной l , на который наклеен датчик, как показано на рис. 9.2

$$\varepsilon(t) = \frac{1}{l} \int_0^l \xi(x, t) dx, \quad (9.2)$$

где $\varepsilon(t)$ – относительная деформация датчика; $\xi(x, t)$ – относительная деформация поперечного сечения штанги с координатой x в момент времени t .

Поскольку длина тензодатчика l значительно меньше длины ударного импульса, то $\varepsilon(t) \cong \xi(x, t)$, и фактически тензодатчик регистрирует относительную деформацию штанги в некотором сечении x .

Энергия ударного импульса W определяется формулой

$$W = cES \int_0^T \xi^2(x, t) dt \cong cES \int_0^T \varepsilon^2(t) dt, \quad (9.3)$$

где c – скорость звука в измерительной штанге; E – модуль Юнга штанги; S – площадь ее поперечного сечения; T – длительность ударного импульса во временной области.

Методика ЕРТА формулирует общие требования к методу и средствам измерения энергии ударного импульса электроинструмента и методу испытаний ударной машины. Предполагается, что в соответствии с этой Методикой каждый из членов Ассоциации ЕРТА самостоятельно разрабатывает измерительную аппаратуру и программное обеспечение к ней. Каждый из членов Ассоциации также самостоятельно проводит испытания своей продукции. За самой Ассоциацией остается контроль программного обеспечения и контроль конкуренции на рынке¹⁰⁰.

Мы будем анализировать Методику ЕРТА в сравнении с установкой для измерения энергии удара УИПУ-4М [9, 50] и методами испытаний отбойных молотков по ГОСТ Р 55162, в которых изложен советский и российский опыт испытаний ручных машин ударного действия.

Методологически этот опыт сводится к следующему:

- 1) метод измерения должен содержать сведения об измерительной аппаратуре, способах ее калибровки, процедуре выполнения измерений и погрешности измерений;
- 2) в методе испытаний необходимо выбрать испытательную систему и ее компоненты, способ нагружения объекта испытаний¹⁰¹, определиться с оценкой погрешности испытаний (включая погрешность измерений) и дать оценку воспроизводимости получаемых результатов.

Методика ЕРТА до сих пор не опубликована (она доступна лишь узкому кругу специалистов фирм, входящих в Ассоциацию «ЕРТА»). Авторы данного Этюда располагают текстом Методики на английском языке, любезно предоставленным нам Президентом Ассоциации торговых компаний и производителей электроинструмента и средств малой механизации «РАТПЭ» Б.Г. Гольдштейном. Поэтому мы полагаем целесообразным цитировать наиболее важные фрагменты Методики на языке оригинала, чтобы избежать неточностей в переводе и исключить возможность двусмысленного толкования собственного перевода.

Исходя из вышесказанного, начать анализ Методики целесообразно с приборного оборудования для измерения энергии единичного удара.

2. Измерительная система и калибровка измерительного тракта

Измерительная система согласно Методике ЕРТА показана на рис. 9.3. Она состоит из электроинструмента (молотка), в патрон которого установлена измерительная штанга, бетонного блока, тензометрического усилителя и цифрового записывающего устройства.

(4.2) A test rod with a tool connection end as recommended by the manufacturer shall be used. On hammers with a hexagon tool holder, the diameter of the test rod equals the width across flats of the corresponding tool bit. It's recommended that there are no steps along the entire length of the test rod. To ensure a central impact, the connection end of the test rod shall be convex with a radius of maximum 100 mm.

¹⁰⁰Вопросы сличительных испытаний между испытательными лабораториями фирм-производителей электроинструмента, входящих в ассоциацию, в Методике ЕРТА не рассматриваются.

¹⁰¹Применительно к ручной машине ударного действия необходимо выбрать нажимной узел и приемник энергии удара.

Test rods shall be made of steel such as 115 Cr V 3. Both ends shall be hardened to (55 ± 5) HRC or equivalent HRA. In the area where the strain gauges are applied the test rod shall have the same hardness over the whole cross section.

The Young's modulus of the test rod is fixed at 210 GPa. Calculations shall be done with a constant Poisson's ratio of 0,29. The value of the density is given as 7 850 kg/m. The velocity of sound in steel is 5180 m/s.

Измерительная штанга изготавливается из инструментальной стали марки 115 Cr V 3, концы которой закаливают до твердости (55 ± 5) HRC. Хвостовик штанги выполняется в соответствии с требованиями изготовителя электроинструмента. Для обеспечения центральности удара торец хвостовика штанги должен иметь радиус не более 100 мм¹⁰².

Рекомендуется, чтобы по всей длине измерительной штанги не было уступов (буртов). Штанга выбирается так, чтобы ударный импульс полностью укладывался по ее длине, а отраженная от противоположного конца штанги волна (отраженный импульс) не накладывалась на него.

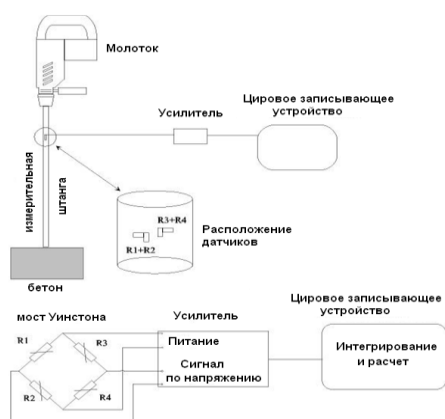


Рис. 9.3 – Измерительная система согласно Методике ЕРТА

На измерительную штангу диаметрально противоположно наклеиваются 4 одинаковые тензорезистора: два вдоль оси штанги и два поперек оси. Резисторы соединяются по мостовой схеме (мост Уитстона). Расположение тензорезисторов и схема их включения позволяет свести к минимуму влияние на регистрируемый измерительный сигнал температуры, изгибных деформаций и деформаций кручения штанги¹⁰³.

Рекомендуемая длина штанги и место расположения тензодатчиков в зависимости от диаметра штанги и типа ее хвостовика даны в Таблице 9.1.

Физические константы измерительной штанги жестко заданы: плотность 7850 кг/м³, модуль Юнга 210 ГПа, скорость продольной волны (скорость звука) 5180 м/с, коэффициент Пуассона 0,29.

Таблица 9.1 – Геометрические размеры измерительных штанг

Тип хвостовика	Диаметр штанги [мм]	Длина штанги [мм]	Расстояние от соударяемого торца до тензодатчиков [мм]
SDS-PLUS (TE-C)	10	600	150
SDS-TOP (TE-T)	14	600	150
SDS-MAX (TE-Y)	18	800	200

(4.3) The concrete block shall have the minimum dimensions 800 mm x 500 mm and 200 mm in height and a compressive strength from 40 N/mm. to 50 N/mm.

Размеры бетонного блока должны быть не менее 800 мм × 500 мм, а его высота не менее 200 мм; предел прочности на сжатие от 40 до 50 Н/мм²

(4.4) For signal conditioning a DC strain amplifier shall be used.

The cut-off frequency (-1 dB) of the amplifier shall be at least 100 kHz. If the amplifier has a cut-off-frequency of more than 100 kHz, the bandwidth shall be limited to 100 kHz with built-in or external analogue low-pass filters (minimum 4th order and Bessel characteristics are recommended) to keep the signal noise low.

Voltage supply: the bridge supply voltage shall be 5 V or higher with an accuracy of $\pm 0,5$ % during the measurement.

Data acquisition: sampling rate ≥ 1 MHz A/D-converter with at least 12 bit resolution.

¹⁰²В Методике ЕРТА не указано, какова должна быть геометрия противоположного торца штанги.

¹⁰³ Строго говоря, при таком расположении датчиков мост Уитстона уравнивается только при изменении температуры; при изгибе измерительной штанги и при деформации кручения сигнал с моста не равен нулю.

Для измерения ударных деформаций в Методике ЕРТА применен усилитель постоянного тока, сигнал с которого подается на цифровое записывающее устройство – аналого-цифровой преобразователь и компьютер, которые выполняют оцифровку выходного напряжения усилителя, его запись, обработку и расчет энергии ударного импульса.

Рекомендуемые Методикой ЕРТА технические характеристики измерительной аппаратуры представлены в Таблице 9.2.

Таблица 9.2 – Технические характеристики измерительной аппаратуры согласно Методике ЕРТА

Наименование характеристики	Значение
Количество тензорезисторов	4
Длина сетки тензорезистора	< 6 мм
Электрическое сопротивление тензорезистора	> 350 Ом
Частотный диапазон тензоусилителя (по уровню –1 дБ)	0 Гц...100 кГц
Напряжение питания моста тензодатчиков	≥ 5 В
Нестабильность напряжения питания тензодатчиков	< 0,5 %
Разрядность АЦП	≥ 12 бит
Частота дискретизации измерительных данных	≥ 1 МГц

Сведения о требованиях к калибровке измерительного тракта в Методике ЕРТА не приводятся. Указано лишь, что перед каждым измерением необходимо провести коррекцию нуля с учетом веса испытываемого электроинструмента.

Исходя из измерительной схемы (рис. 9.3), Методика ЕРТА дает следующую формулу для расчета энергии ударного импульса $W_{ЕРТА}$:

$$W_{ЕРТА} = \frac{4cES}{[k\beta U_0(1 + \mu)]^2} \int_0^T U_M^2(t) dt, \quad (9.4)$$

где k – коэффициент усиления тензоусилителя; β – коэффициент тензочувствительности тензорезистора; U_0 – напряжение питания моста Уинстона; μ – коэффициент Пуассона материала измерительной штанги; U_M – измеряемый сигнал по напряжению в момент времени t .

(5.1.5) The test rod shall be properly earthed.

NOTE It is recommended using ribbon cable for earthing the test rod.

Only shielded measuring cord shall be used.

Методика ЕРТА требует, чтобы измерительная штанга была должным образом заземлена, но не объясняет, что значит «должным образом».

По опыту разработки установок УИПУ [9, 50] мы знаем, что на измерительный сигнал влияют помехи электросети, электромагнитные волны в частотном диапазоне до 300 кГц, а при испытаниях электроинструмента – специфические помехи, создаваемые работой самой машины.

Уменьшить влияние этих помех можно за счет использования:

- лабораторного автотрансформатора для питания измерительной аппаратуры;
- гальванической развязки цепей питания электроинструмента и измерительной системы;
- заземления измерительной аппаратуры и штанги в единой точке.

Сложность измерения энергии удара и энергии ударного импульса состоит в том, что для этих величин не существует эталонов, с которыми можно было бы сопоставить полученные результаты. То есть можно откалибровать тензоусилитель и измерительный тракт, но остается вопрос: «насколько результат измерения соответствует реальной энергии?».

(4.5) The test rod shall be validated with the applied strain gauges by a drop test with a mass...

To validate the measuring chain the kinetic energy of a drop weight, which hits the test rod, is compared with the impact energy.

For that purpose, a dedicated drop rig shall be used, where the drop weight is properly guided, either accelerated by gravity or by suitable drives (e.g. pressured air). The impact velocity $v_{forward}$ and the recoil velocity of the drop weight v_{return} shall be measured with suitable equipment (e.g. laser light barrier) to a maximum allowable uncertainty of 1 % of measured velocity. The recoil velocity of the drop weight shall be measured before the reflected wave in the rod arrives at the connection end.

Note. If the drop weight rebounds after arrival of the reflected wave at the connection end, the recoil velocity is consequently regarded to be zero.

The applied kinetic energy of the drop weight should be chosen close to the expected value of the impact energy the velocity of the drop weight being (10 ± 3) m/s. The difference between the determined energy by the drop test rig and the measured energy, see equation (17), which includes the complete measurement chain, shall be smaller than 10 %, otherwise the test rod is not valid.

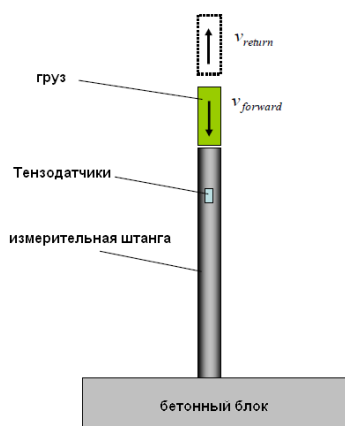


Рис. 9.4 – Схема испытаний измерительной штанги по Методике ЕРТА

Методика ЕРТА предлагает следующее решение этого вопроса. Надо провести проверочное испытание измерительной штанги путем сбрасывания на нее груза некоторой массы m_r с одновременной регистрацией ударного импульса деформации, предупредительной скорости груза $v_{forward}$ и скорости его отскока v_{return} . При этом разность кинетической энергии груза ΔA до удара и после него нужно сравнить с энергией ударного импульса, рассчитанной по формуле (9.4):

$$\Delta A = \frac{m_r}{2} v_{forward}^2 - \frac{m_r}{2} v_{return}^2 \quad (9.5)$$

Измерительная штанга признается годной для измерений по Методике ЕРТА, если значения ΔA и W_{EPTA} отличаются менее чем на 10 %.

Схема проверочного испытания показана на рис. 9.4.

Для реализации этой схемы используют специальный стенд, конструкцию которого в Методике ЕРТА не дает: имеются только следующие рекомендации:

- разгон груза может осуществляться как за счет силы тяжести, так и сжатым воздухом;
- для измерения скорости груза предлагается использовать оптическую систему с лазерными лучами, проходящими через диафрагму.

Требования к сбрасываемому грузу в Методике ЕРТА не указаны, однако на рис. 9.4 показан груз равного сечения с измерительной штангой и плоским соударяемым торцом. Также ничего не сказано о соосности соударения груза со штангой и центральности удара, что важно, т.к. изгибные деформации искажают измерительный сигнал.

Скорость удара нормируется в пределах (10 ± 3) м/с. Допустимая погрешность измерения скорости удара и скорости отскока 1 %.

Если груз отскакивает после того, как отраженная волна в измерительной штанге достигла ее хвостовика, то скорость отскока принимают равной нулю¹⁰⁴.

Рассмотрим баланс энергии, соответствующий проверочному испытанию измерительной штанги:

$$\frac{m_r}{2} v_{forward}^2 = W_{EPTA} + \frac{m_r}{2} v_{return}^2 + Z + Q, \quad (9.6)$$

где Z – потенциальная энергия собственных колебаний груза; Q – совокупные потери энергии на сопутствующие удару явления.

¹⁰⁴ Данное требование Методики ЕРТА совершенно неприемлемо: чтобы исключить наложение прямого и отраженного импульсов, следует выбрать груз меньшей длины.

Из (9.6) следует

$$\frac{\Delta A - W_{EPTA}}{\Delta A} = \frac{Z + Q}{\Delta A} > \frac{Z + Q}{A_r}, \quad \text{где } A_r = \frac{m_r}{2} v_{foward}^2. \quad (9.7)$$

В зависимости от геометрии груза потенциальная энергия его собственных колебаний Z может достигать 10 % от кинетической энергии перед ударом. Соотношение (9.7) показывает, что в этом случае штанга, согласно Методике ЕРТА, должна быть признана непригодной для измерений, хотя истинной причиной ее выбраковки в данном случае будет неправильный выбор груза.

Известно, что механический удар сопровождается множеством паразитных (с точки зрения измерений) явлений: магнитострикция, магнитоиндукция, трибоэффект и др. Они генерируют помехи, которые существенно снижают точность измерений. Эти помехи можно минимизировать с помощью специальной заделки выводов контактов тензодатчиков [50]. Без такой заделки нестабильность измерительной штанги может достигать 3...4 %¹⁰⁵. Аналогичные погрешности вызывают намагниченность штанги и расклеп ее торцов.

Методика ЕРТА не устанавливает требований к стабильности измерительных штанг. Таким образом, по критерию Методики ЕРТА, годной может быть признана и нестабильная штанга с высоким уровнем помех ($\Delta A \approx W_{EPTA}$).

Проверка измерительной штанги, как она прописана в Методике ЕРТА, не позволяет определить погрешность измерения энергии ударного импульса электроинструмента, а дает лишь ее верхнюю оценку – 10 %. Для разработки ручного инструмента на сегодняшний день такая погрешность слишком велика.

Ниже представлена предлагаемая нами **альтернативная методика аттестации измерительной штанги**.

Чтобы аттестовать измерительную штангу, воспользуемся законом сохранения количества движения при ударе, записанном в скалярном виде (ось координат направлена в сторону удара, см. рис. 9.4):

$$m v_{foward} = ES \int_0^T \varepsilon(t) dt - m v_{return}, \quad v_{return} > 0. \quad (9.8)$$

Поскольку относительная деформация $\varepsilon(t)$ прямо пропорциональна регистрируемому электрическому напряжению $U(t)$, т.е. $\varepsilon(t) = \gamma U(t)$, где γ – коэффициент пропорциональности, то из соотношений (9.3) и (9.8) следует

$$m(v_{foward} + v_{return}) = \gamma ES \int_0^T U(t) dt, \quad (9.9)$$

$$\gamma = \frac{m(v_{foward} + v_{return})}{ES \int_0^T U(t) dt}. \quad (9.10)$$

Физический смысл коэффициента γ состоит в следующем: он представляет собой чувствительность всего измерительного тракта по отношению к относительной деформации, включая тензодатчики, усилители, аналого-цифровой преобразователь и конечный

¹⁰⁵ООО «УДАРМАШ» разработаны прецизионные измерительные пики, в которых влияние указанных факторов минимально, а нестабильность измерительного тракта установки УИПУ-4М с учетом измерительных преобразователей не превышает 0,15 %.

показывающий прибор. Таким образом, используя закон сохранения количества движения, мы фактически проводим сквозную калибровку измерительного тракта.

Теперь для выполнения измерений на ударной машине нам не нужно знать ни коэффициент тензочувствительности тензорезисторов, ни напряжение питания тензодатчиков, ни коэффициент усиления тензоусилителя и коэффициент Пуансона, т.е. все те значения, которые используются в Методике ЕРТА (см. формулу (9.4)). Выполнив образцовый удар на стенде СГУ-3¹⁰⁶ установки УИПУ-4М [9, 50] и определив коэффициент γ , мы аттестовываем измерительный преобразователь, а энергию ударного импульса рассчитываем по формуле:

$$E_s = \gamma^2 cES \int_0^T U_3^2(t) dt, \quad (9.11)$$

где $U_3(t)$ – ударный импульс, зарегистрированный непосредственно при работе машины.

Таблица 9.2 – Физические свойства сталей, используемых для изготовления рабочего инструмента ударных машин

Марка стали	Плотность ρ , кг/м ³	Модуль Юнга E , ГПа	Скорость звука c , м/с	Произведение $E \times c$	
				10 ⁶ , кг/с ³	Разность со значением ЕРТА, %
Ст.40Х	7850	214	5221	1,117	+2,72 %
Ст.40ХН	7820	200	5057	1,011	+2,39 %
Ст.45	7826	200	5055	1,011	-7,06 %
Ст.50	7810	216	5259	1,136	+4,43 %
Ст.У8А	7839	209	5163	1,079	-0,79 %
Ст.9ХС	7830	190	4926	0,936	-13,96 %
115 Cr V 3	7830	210	5180	1,088	0,00 %

Методика аттестации измерительной пики и сквозной калибровки измерительного тракта по количеству движения была апробирована ООО «УДАРМАШ» при измерениях электрических отбойных молотков фирм «Интерскол», «BOSCH», «Hilti» и «Makita» [50].

Как было указано выше, для расчетов по формуле (9.4) в Методике ЕРТА берутся фиксированные значения физических констант штанги, соответствующие стали марки 115 Cr V 3 (Германия; отечественный аналог – Ст. 11ХФ). Для сравнения в таблице 9.2 представлены значения скорости звука и модуля Юнга для сталей, из которых изготавливается рабочий инструмент ударных машин в РФ [105].

В формулы для расчета энергии ударного импульса (9.4) и (9.11) входит произведение модуля Юнга E^{107} на скорость звука c измерительной штанги. Из таблицы видно, что это произведение может значительно отличаться от соответствующего значения для штанги, рекомендованной Методикой ЕРТА. Таким образом, использование для измерительных штанг сталей, отличных от 115 Cr V 3, может привести к значительным систематическим погрешностям. Минимальную погрешность -0,79 % обеспечивает выбор стали марки У8А, но и эта погрешность, по нашему мнению, достаточно велика по сравнению с основной погрешностью измерения энергии удара на Установке УИПУ-4М – менее 2 % [50].

Следовательно, 115 Cr V 3 (Ст.11ХФ) – единственная марка стали для изготовления измерительных штанг по Методике ЕРТА.

Рассмотрим, какие преимущества дает использование предлагаемой нами альтернативной методики аттестации измерительной штанги.

¹⁰⁶ На стенде ударник разгоняется сжатым воздухом вверх и на свободном вылете, пересекая лучи оптической базы, наносит удар по измерительной штанге. Оптическая база стенда устанавливается с точностью $\pm 0,01$ мм, погрешность измерения скорости ударника 10 м/с составляет менее 0,1 %. При измерении скорости отскока, значение которой порядка 1,5 м/с, учитывается сила тяжести.

¹⁰⁷ При термообработке модуль Юнга стали изменяется незначительно.

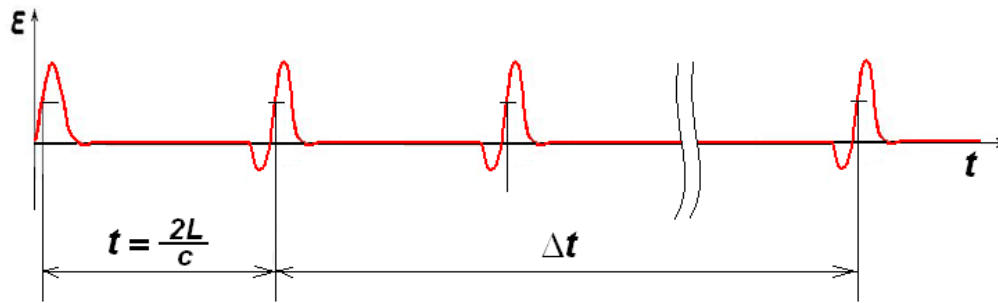


Рис. 9.5 – Определение скорости звука в измерительной штанге

С помощью Установки УИПУ-4М можно определить фактическую скорость звука c в измерительной штанге. Пусть длина штанги L . Выполним образцовый удар по ней на градуировочном стенде СГУ-3. При ударе необходимо зарегистрировать волновой процесс в штанге в течение интервала времени, равного n -кратному прохождению ударного импульса по измерительной штанге от одного ее конца до другого и обратно, как показано на рис. 9.5. Соответствующие точки волнового фронта, отстоящие друг от друга на временной интервал Δt , позволяют рассчитать скорость звука по формуле

$$c = \frac{2nL}{\Delta t}. \quad (9.12)$$

Для повышения точности измерений целесообразно выбирать число $n \geq 20$, а модуль Юнга E получать расчетным путем, исходя из известной зависимости $E = \rho c^2$.

Определение плотности штанги ρ и площади ее поперечного сечения S не представляет сложности и выполняется стандартными методами.

Таким образом, имея прецизионный градуировочный стенд типа СГУ-3, можно при помощи одного образцового удара определить коэффициент чувствительности измерительного тракта γ , скорость звука в измерительной штанге c и модуль Юнга E , т.е. все константы для вычисления энергии ударного импульса, входящие в формулу (9.11). И определить эти величины экспериментально, а не брать их из текста Методики ЕРТА. Стенд дает возможность получать значения указанных величин с высокой точностью и, по нашим оценкам, обеспечить погрешность измерения энергии ударного импульса $\pm 2,0\%$ [50]¹⁰⁸.

Кроме указанных преимуществ, альтернативная методика позволяет не изготавливать измерительные штанги специально из единственной марки стали, а использовать для измерений имеющейся в розничной продаже рабочий инструмент ударных машин, поскольку значения всех величин, необходимых для расчетов, можно определить экспериментально и, что немаловажно, с минимальной трудоемкостью.

3. Методика испытаний электроинструмента

(5.1.3) The concrete block and the scale to determine the feed force shall be placed in a way that the operator is able to run the power tool without any disturbances.

(5.1.4) For machines without vibration reducing mechanisms, the feed force applied to the tool in addition to its weight shall be sufficient to ensure stable operation. However, the feed force shall not exceed 250 N.

For machines with vibration reducing mechanisms, the feed force applied to the tool shall be such that the vibration reducing mechanism is able to operate as close as possible to normal without permanent overloading.

(5.1.5) During measurement the operator shall stand on a scale or on a similar device, which indicates the actual value, to ensure that he can control the feed force. The average feed force during the measurement shall be reported.

(5.2) The concrete block shall be prepared by a hole to the diameter of the test rod to ensure a proper guidance during measurement. The hole shall be between 5 to 10 mm deep.

¹⁰⁸Для определения погрешности измерений необходимо провести метрологические исследования.

Согласно Методике ЕРТА испытание ударной машины производится в руках человека-оператора при работе по бетонному блоку, как показано на рис. 9.6. В бетонном блоке выполняются отверстие, равное диаметру измерительной штанги. Глубина отверстия должна составлять от 5 до 10 мм.

Методика ЕРТА не нормирует допуск на отверстие под измерительную штангу, место его расположения в бетонном блоке, предельную глубину внедрения измерительной штанги в бетонный блок. Также остается неясным, сколько отверстий под измерительную штангу может располагаться на поверхности блока, и каковы должны быть расстояния между ними.

Усилие нажатия на машину, создаваемое оператором, контролируется с помощью весов, на которых он стоит. Усилие нажатия должно быть достаточным для стабильной работы машины. Измерения проводят в установившемся режиме работы машины.

Критерий «стабильная работа машины» в Методике ЕРТА не объясняется.

В отечественной практике при измерениях энергетических параметров ударных машин под стабильной работой понимается основной режим колебаний корпуса машины, когда в течение каждого цикла корпус выстает на бурте рабочего инструмента [1-2, 20] (см. также ГОСТ Р 55162).

Для машин без виброзащиты усилие нажатия в Методике ЕРТА ограничивается величиной 250 Н.

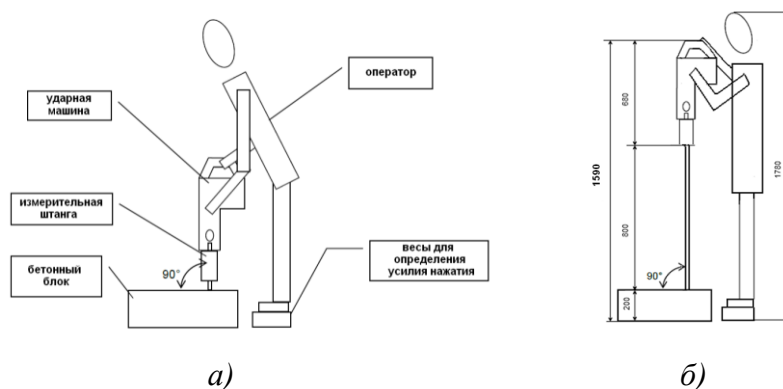


Рис. 9.6 – Схема испытаний электроинструмента:
а) по Методике ЕРТА

б) реальная поза оператора при испытании молотка BOSCH GSH 11 VC

Про машины с виброзащитными устройствами сказано, что усилие нажатия не должно выключать эти устройства в процессе работы. Каково предельное значение силы нажатия для таких машин и как проверить работу виброзащитного устройства, из текста Методики ЕРТА неясно.

Методика ЕРТА также не нормирует и требований к антропометрическим характеристикам оператора и его рабочей позе.

(5.2) The test rod shall not be stuck during the measurement.

Place the power tool with the inserted test rod into the prepared hole of the concrete block. It has to be ensured that there will be no bending moment due to the feed force, because otherwise the resulting friction at the tool holder would falsify the measurement.

(5.1.3) Ensure that the power tool, respective the test rod, is placed orthogonal to the surface of the concrete block.

В Методике ЕРТА сказано, что измерительная штанга должна располагаться вертикально перпендикулярно бетонному блоку. В процессе измерений она не должна застревать (заклинивать) в отверстии. Необходимо исключить изгибный момент от (несоосности) усилия нажатия, иначе силы трения в патроне ударной машины, могут привести к искажению результатов измерений.

Мы считаем, что отверстие глубиной 5...10 мм не обеспечивает ориентацию штанги в процессе измерений, а всего лишь фиксирует ее свободный конец на плоскости бетонного

блока, чтобы в процессе работы электроинструмента штанга не «забегала» по поверхности блока. Задача ориентации электроинструмента и измерительной штанги в пространстве целиком ложится на оператора.

Представим схему, показанную на рис. 9.6, с учетом реальных размеров составляющих ее элементов. Возьмем мощный электромолоток BOSCH GSH 11 VC Professional. Он имеет длину 680 мм и патрон SDS-MAX.

Выбираем бетонный блок, минимальная высота которого равна 200 мм. В соответствии с табл. 1 выбираем измерительную штангу длиной 800 мм. Сложив эти данные, и вычитая длину хвостовика штанги 90 мм, получим величину 1590 мм – высоту, на которой будет находиться рукоятка электромолотка.

Средний рост человека (мужчины) составляет 178 см. Значит, рукоятка молотка во время испытаний будет размещаться на уровне лица оператора, как показано на рис. 9.6, б. Таким образом, во время испытаний оператор должен будет стоять, подняв руки вверх, и при этом не только удерживать молоток, но и осуществлять требуемое усилие нажатия 200...250 Н. При этом согласно требованиям Методики ЕРТА оператору следует контролировать это усилие по шкале весов, расположенных под ногами, поддерживая его на постоянном уровне, а также одновременно сохранять перпендикулярность штанги по отношению к поверхности бетонного блока, чтобы избежать изгибного момента штанги.

В описанной позе вряд ли будет возможно корректно осуществить указанные процедуры¹⁰⁹.

Для дальнейшего анализа методики испытаний, рассмотрим энергетические и вибрационные характеристики ударных машин в зависимости от усилия нажатия [4, 60]. Для примера возьмем пневматический отбойный молоток МО-2 производства ОАО «Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева» (ТЭМЗ), работающий при давлении 0,4 МПа. Его энергия удара 27 Дж близка к характеристикам мощных электромолотков¹¹⁰.

На рис. 9.7, а показаны кривые ударной мощности молотка МО-2 в зависимости от усилия нажатия и скорости внедрения инструмента (пики) в разрушаемый материал, полученные на стенде СОРП [14]. На кривых наблюдается резкий рост ударной мощности в диапазоне усилий 50...150 Н. При дальнейшем увеличении усилия ударная мощность молотка практически неизменна, причем она не зависит от скорости внедрения инструмента (т.е. прочности разрушаемого материала).

На рис. 9.7, б представлены вибрационные характеристики того же молотка МО-2 – уровни виброскорости на основной частоте молотка в октавной полосе 16 Гц – также в зависимости от усилия нажатия и скорости внедрения инструмента. Сопоставляя энергетические и вибрационные характеристики молотка, можно определить диапазон усилий, в котором работает виброзащитное устройство ударной машины.

Мы полагаем, что для каждого типа электрических ударных машин перед проведением контрольных испытаний необходимо получить аналогичные характеристики – энергия удара (или ударная мощность) и уровень вибрации в зависимости от усилия нажатия – и по ним установить номинальное усилие нажатия для испытаний по Методике ЕРТА¹¹¹.

Исследования, проведенные ИГД им. А. А. Скочинского (далее – ИГД), ИГД СО РАН, МИОТ ВЦСПС, Институтом медицины труда и др. организациями показали, что работа ручной машины в руках человека-оператора дает большой разброс экспериментальных данных. Поэтому в СССР была принята и разработана концепция применения специальных стендов для испытаний ручных машин. Такой испытательный стенд моделирует типовую рабочую операцию с ударной машиной, механические свойства человека-оператора (механический импеданс руки) и объект обработки (объект разрушения).

¹⁰⁹ Видимо, в методике испытаний следует предусмотреть подставку под ноги оператора в зависимости от длины ударной машины и измерительной штанги.

¹¹⁰ При давлении сжатого воздуха 0,4 МПа частота ударов молотка МО-2 составляет 20 с⁻¹.

¹¹¹ Номинальное усилие нажатие может быть указано производителем в Паспорте ударной машины.

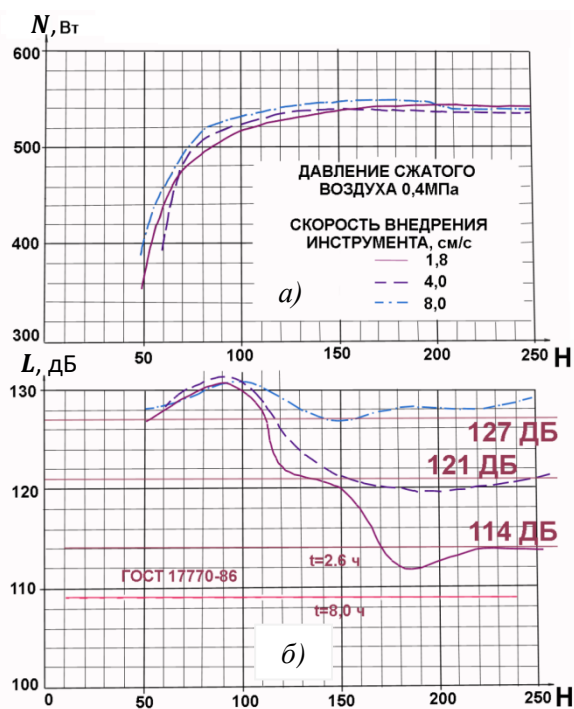


Рис. 9.7 – Энергетические и вибрационные характеристики пневматического отбойного молотка МО-2 в зависимости от усилия нажатия:
а) N – мощность; б) L – уровень виброскорости в октавной полосе 16 Гц

Как показала практика, стенды обеспечивают высокую стабильность результатов испытаний. На стендах типа СОРП с 1980 г. в ИГД и на ТЭМЗ проводились испытания отбойных, рубильных, клепальных молотков (типовые, периодические, приемо-сдаточные), а с 2001 г. – бетоноломов. Сличительные испытания между лабораториями ИГД и ТЭМЗ показали расхождение результатов по энергии удара и ударной мощности молотков не более 1,5 % [50].

На наш взгляд, в силу отсутствия жестких требований к оператору ударной машины, его позе, усилию нажатия, сложности контроля усилия оператором, стоящим на весах и одновременно манипулирующим машиной, разброс измерительных данных при испытаниях по Методике ЕРТА будет большим, а трудоемкость испытаний значительной¹¹².

С другой стороны, именно в силу отсутствия указанных требований человек-оператор в Методике ЕРТА вполне может быть заменен испытательным стендом, который должен выполнять две функции: создавать требуемое усилие нажатия и обеспечивать перпендикулярность измерительной штанги по отношению к поверхности бетонного блока.

В целях повышения воспроизводимости результатов испытаний и уменьшения их трудоемкости, мы рекомендовали бы убрать из Методики ЕРТА человеческий фактор и использовать стенды для ручных ударных машин, обеспечивающие более стабильные условия испытаний.

Отметим, что Методика ЕРТА не приводит сведений о воспроизводимости изложенного в ней метода испытаний.

Обратимся теперь к приемнику энергии удара, который в Методике ЕРТА представляет собой измерительную штангу и бетонный блок.

Нам известно, что торец хвостовика измерительной штанги должен иметь радиус не более 100 мм. Какова же геометрия противоположного торца штанги, опирающегося на бетонный блок, в Методике ЕРТА не указано. В тексте Методики также ничего не говорится о разрушении бетонного блока, внедрении в него измерительной штанги, углублении отверстия под штангу при испытании ударной машины. Следует предположить, что штанга внедряется в бетон незначительно и конец штанги, опирающийся на бетонный блок, имеет плоский (или близкий к плоскому) торец¹¹³.

¹¹² Испытание отбойного молотка на стенде СОРП с получением его энергетических характеристик занимает не более 5 минут.

¹¹³ На схеме испытаний измерительной штанги, рис. 4, показан именно плоский торец.

Механические свойства объекта обработки (бетонного блока) влияют на энергетические параметры ударной машины опосредованно через отскок ударника и вибрацию, вызванную обратными ударами штанги по корпусу машины [1-2, 4, 60].

Согласно Методике ЕРТА измерительная штанга выбирается достаточно длинной, и волна, отраженная от бетонного блока, не накладывается на ударный импульс. Значит, отскок промассы (см. рис. 9.1) происходит раньше прихода отраженной волны, и потому ударная система электромолотка ничего «не знает» о свойствах материала, по которому наносился удар.

Мы отмечали, что при испытаниях ударная машина должна работать в основном режиме, т.е. при значительных усилиях нажатия¹¹⁴, с выстоем корпуса на измерительной штанге. В этом случае (см. рис. 9.7) энергетические характеристики машины практически не зависят от вибрации корпуса.

Таким образом, по нашему мнению, для испытаний электроинструмента не имеет значения, какой объект обработки выбрать: бетонный блок или, например, стальную пластину. Единственное требование к нему – отсутствие внедрения штанги в процессе испытаний.

В практике измерений энергетических параметров пневматических отбойных молотков на установке УИПУ-4М используется объект обработки в виде пластины из стали марки Ст. 20 толщиной 6 мм, опирающейся на лист сырой резины толщиной 10 мм. Такой объект обработки проще и дешевле бетонного блока, регламентированного Методикой ЕРТА.

4. Обработка результатов испытаний

(5.2) The recorded length of data acquisition shall be at least 3 s and at least 75 impacts (for hammers with low impact frequency).

(6.2) The impact time T is here defined as the time between the beginnings of the first compression wave of the impact up to the beginning of the first reflected wave and is hereafter called evaluation time T_t .

In a first step the evaluation limits t_0 and t_1 have to be determined out of the measured signal. Therefore, two straight lines along the flanks of the waves should be created, whereby the lines have to meet the waves both at 30 % and at 70 % of the maximum amount. The limits t_0 and t_1 are defined by the intersection of the line and the time axis T_t .

The offset value which has to be subtracted from the signal within the evaluation time is calculated from the average value of the signal within the time range T_t : $T_{off} = (t_0 - 1500 \mu s) - (t_0 - 50 \mu s)$.

Since the corrected signal differs from the original signal because of the offset correction, finally the evaluation limits t_0 and t_1 have to be determined once again in the algorithm.

If the reflected wave could not be clearly identified (for example superimposed impacts) the evaluation time is limited by $0,9 \times T_t$.

Согласно Методике ЕРТА в процессе испытаний ударной машины записывается волновой процесс в измерительной штанге в течение не менее 3-х секунд (минимум 75 ударов). Типовой сигнал показан на рис. 9.8.

Из волнового процесса выделяются первые ударные импульсы, соответствующие каждому удару. Выполняется коррекция нуля импульса по уровню сигнала в течение 1,5 мс перед импульсом.

К сожалению, алгоритм выделения первых ударных импульсов в Методике ЕРТА не изложен.

Известно, что волновой процесс в инструменте ударных машин практически полностью затухает к моменту следующего удара [35] (см. также Этюд № 8, рис. 8.2). Поэтому ясно, что первый ударный импульс сжатия, энергию которого необходимо измерить, следует искать при резком (скачкообразном) возрастании отрицательной амплитуды (деформации сжатия) после значительного затухания процесса. Область, в которой находится первый ударный импульс, обведена на рис. 9.8 красным цветом.

¹¹⁴ При недостаточном усилии нажатия точка удара (точка встречи промассы и штанги относительно корпуса) «плавает» и энергетические характеристики машины нестабильны.

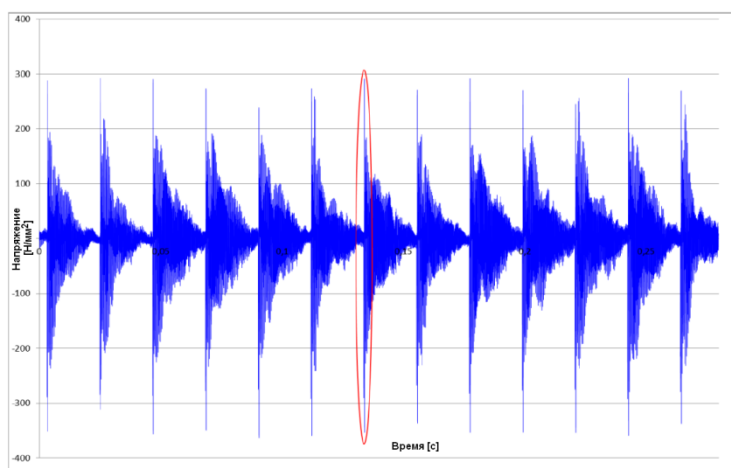


Рис. 9.8 – Волновой процесс в измерительной штанге при работе отбойного молотка

На рис. 9.9 эта анализируемая область показана в увеличенном масштабе времени. Первый ударный импульс выделен желтым цветом – от момента времени t_0 до момента времени t_2 , в которых напряжение и деформация равны нулю¹¹⁵.

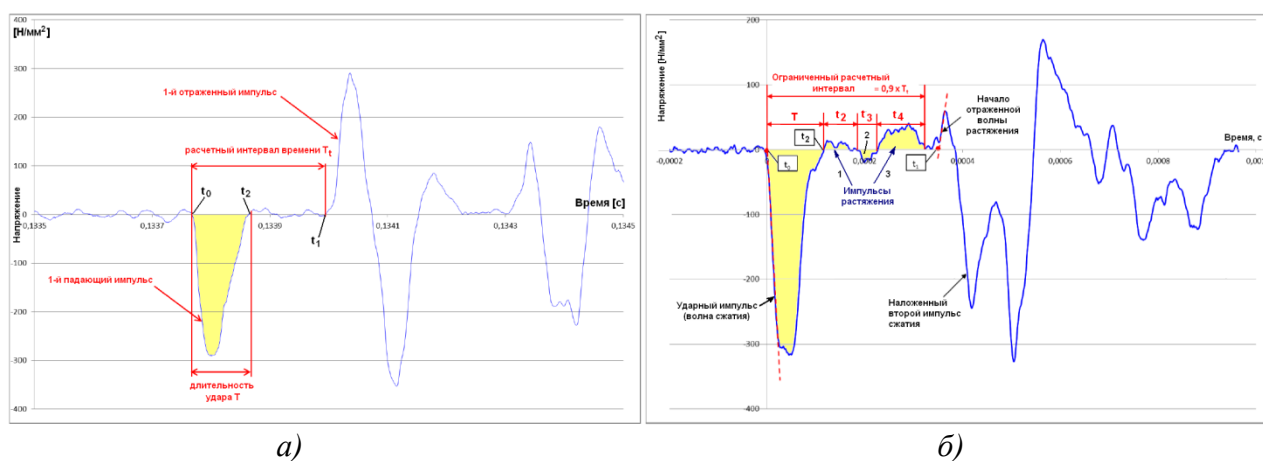


Рис. 9.9 – Определение пределов интегрирования: а) ударный импульс б) следующие за ним импульсы

Соответственно, длительность ударного импульса, т.е. длительность удара $T = t_2 - t_0$. В момент времени t_2 разрывается контакт ударника (промассы электрического отбойного молотка) с измерительной пикой, и он отскакивает от нее. Ударный импульс в момент времени t_2 полностью сформирован и далее в неизменном виде движется к противоположному концу измерительной штанги.

Все, что происходит после момента времени t_2 и регистрируется тензодатчиками, физически не имеет отношения к ударному импульсу и к его энергии, и потому не должно рассматриваться, измеряться и входить в расчеты. Таким образом, для получения физически корректной величины энергии ударного импульса интегрирование нужно производить на отрезке времени $[t_0, t_2]$.

Методика ЕРТА предлагает расширить расчетный интервал времени до момента прихода первого отраженного импульса (см. рис. 9.9, а). В частном случае сигнала, показанном на этом рисунке, ошибка будет невелика, т.к. на интервале $[t_2, t_1]$ сигнал близок к нулю, а при интегрировании сигнал возводится в квадрат.

С данным предложением можно было бы согласиться, если бы такой сигнал наблюдался всегда. Но на рис. 9.9, б, также взятом из примеров Методики ЕРТА, показана совершенно другая картина. После завершения формирования ударного импульса (момент времени t_2)

¹¹⁵Коррекция нуля перед импульсом предварительно проведена.

последовательно наблюдаются три импульса – 1, 2 и 3. Амплитуды первых двух невысоки, и они действительно не внесут значительного вклада в результат интегрирования. Но о третьем импульсе этого сказать нельзя: по длительности он сопоставим с первым ударным импульсом ($t_4 \approx T$), а его амплитуда составляет 12,7 % от амплитуды ударного импульса.

Мы численно проинтегрировали сигнал, выделенный желтым цветом на рис. 9.9, б. Энергия, заключенная в импульсах 1, 2 и 3 составила, соответственно, 1,47 % от энергии первого ударного импульса и 1,45 % от всей энергии выделенного сигнала.

На наш взгляд, это достаточно большая методическая ошибка, если к тому же принять во внимание, что первый и третий импульсы есть импульсы растяжения, которые физически никак не могут совершать полезную работу по ударному разрушению.

Импульсы, наблюдаемые после разрыва контакта измерительной штанги с ударником (промассой), могут возникать из-за отражений ударной волны от геометрических особенностей хвостовика штанги (наличие буртов, ступенчатых переходов между разными диаметрами и т.п.), а также от повторных ударов промассы. Эти импульсы, в силу их малой амплитуды, не могут оказать влияние на процесс разрушения и потому рассматриваться и интегрироваться не должны.

В Установке УИПУ-4М реализован следующий алгоритм обработки сигнала с измерительной штанги. В процессе испытаний ударной машины измерительный блок записывает сигнал и осуществляет аппаратную селекцию ударных импульсов по амплитуде и по времени. Для селекции по амплитуде задается уровень срабатывания компаратора, превышение которого свидетельствует о приходе очередного импульса сжатия. Импульс считается первым (соответствующим удару ударника по измерительной пике), если перед ним в течение длительного времени¹¹⁶ не было срабатываний компаратора (сигнал был ниже заданного уровня).

Как только новый первый импульс сжатия найден, запись приостанавливается, и вся временная реализация из буфера памяти измерительного блока передается на компьютер, программное обеспечение которого производит дальнейшую обработку цифрового сигнала. Возобновление записи и анализа сигнала происходит через заданный интервал времени: обычно 10...15 мс достаточны для значительного затухания волнового процесса. Далее цикл поиска первого ударного импульса повторяется.

Программное обеспечение Установки УИПУ-4М выполняет коррекцию сигнала, вызванную смещением нуля перед ударным импульсом, и затем определяет начало и конец ударного импульса по критерию нулевой деформации. Для полученных импульсов рассчитываются их параметры: амплитуда (пропорциональна силе удара), длительность, площадь (пропорциональна количеству движения), площадь квадрата (пропорциональна энергии ударного импульса).

5. Проверка программного обеспечения измерений

(4.6) For validating the evaluation algorithm, data with recorded signals which correspond to real hammers will be made available at EPTA. For each set of signals the mean value of the impact energy and the values of all individual impacts will be given. The results of the average values shall be achieved with an accuracy of ± 1 %. For the comparison of single-impacts a deviation of $\pm 2,5$ % is allowed.

Согласно Методике ЕРТА проверка алгоритма расчета энергии ударного импульса производится по специальным данным, имитирующим сигнал реальной ударной машины. Данные предоставляются Ассоциацией ЕРТА. Вместе с каждым набором данных даются расчетные значения энергии для каждого ударного импульса и для средних значений энергии. Средние значения энергии ударного импульса не должны отличаться более чем на ± 1 % от расчетных значений, предоставленных ЕРТА. Допустимые отклонения в значениях энергии для каждого удара составляют не более $\pm 2,5$ %.

¹¹⁶ Интервал времени выбирается равным от 1 мс до 5 мс.

Мы полагаем, что наряду с проверкой программного обеспечения следует выполнять проверку измерительного комплекса в целом. Для этого необходимо иметь аттестованные эталонные молотки, для которых определены энергетические параметры в соответствии с Методикой ЕРТА. Было бы целесообразно установить критерии такой проверки и таким образом аттестовать измерительные системы, разработанные членами Ассоциации ЕРТА.

6. Декларирование результатов испытаний

(6.3) For this evaluation three power tool samples are chosen at random. Each sample shall be measured three times, resulting in three impact energy values E_{Sm} . From these three values E_{Sm} the arithmetic average of the energy E_{Si} shall be calculated as follows.

$$E_{Si} = \frac{1}{3} \sum_{m=1}^3 E_{Sm}$$

None of the three values E_{Sm} shall deviate by more than $\pm 5\%$ from E_{Si} . Otherwise the measurement shall be repeated until the required deviation is achieved.

The three values E_{Si} are again averaged in accordance with equation to determine the declared value \bar{E}_S .

$$\bar{E}_S = \frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 E_{Si}$$

(7) The values shall be rounded to one decimal place. The final arithmetic average value \bar{E}_S shall be declared.

Для проведения испытаний в произвольном порядке отбирают три образца электроинструмента. Каждый образец измеряют три раза и получают три значения энергии удара, из которых рассчитывают среднеарифметическое значение энергии.

Ни одно из трех измеренных значений не должно отличаться от среднего значения более чем на $\pm 5\%$. В противном случае измерения повторяют до тех пор, пока это условие не будет выполнено.

Чтобы определить заявленное значение энергии удара, полученные значения для каждой из трех машин снова усредняют. Результат округляют до одного десятичного знака после запятой.

Результат округления декларируют с пометкой «в соответствии с Методикой 05 ЕРТА».

Методика ЕРТА не отвечает на вопрос, насколько будет достоверным заявленное значение энергии единичного удара, если полученные средние значения энергии для выбранных машин значительно отличаются друг от друга, например, также более чем на $\pm 5\%$.

Следует отметить, что в международных и отечественных стандартах на методы испытаний ручных машин [15-17] измеряемая характеристика машины декларируется в виде двухчислового значения: среднее арифметическое значение измеряемой величины и неопределенность полученного значения¹¹⁷. Величина неопределенности устанавливается (рассчитывается) в соответствии с погрешностью измерений и погрешностью испытаний, а также с учетом имеющейся информации о воспроизводимости метода испытаний.

Методика ЕРТА не содержит сведений о неопределенности декларируемых значений энергии ударного импульса и не дает методик расчета этой неопределенности.

С другой стороны, если значение физической величины представлено в виде одного числа, то в научно-технической литературе принято считать, что с доверительной вероятностью 97% погрешность этой величины не превышает единицы последнего значащего разряда. Таким образом, если паспортное значение энергии единичного удара электроперфоратора BOSCH GBH-5-4-DCE Professional по Методике ЕРТА равно 8,8 Дж, то из этого следует, что

¹¹⁷ Неопределенность измерений вибрационных и шумовых характеристик электрических отбойных молотков декларируются паспортах фирм-производителей BOSCH, Hilti, Makita.

абсолютная погрешность определения энергии равна 0,1 Дж, а относительная погрешность – 1,1 %, включая погрешности измерений и испытаний ударной машины.

Но в Методике ЕРТА нет сведений об этих погрешностях¹¹⁸, как нет и стандартизованной аппаратуры для измерения энергии ударного импульса, для которой эти погрешности были бы официально установлены.

Поэтому с метрологической точки зрения достоверность значения энергии ударного импульса, декларируемых по Методике ЕРТА, по нашему мнению, недостаточно обоснована.

7. Испытания электрических молотков

В соответствии с рекомендациями по совершенствованию Методики ЕРТА, высказанными нами выше, были проведены испытания электрических отбойных молотков [50]. Для испытаний были выбраны молотки ИНТЕРСКОЛ М-10/1100Э, HILTI TE 500, Makita HMC0871C и электроперфоратор BOSCH GBH-5-4-DCE Professional.

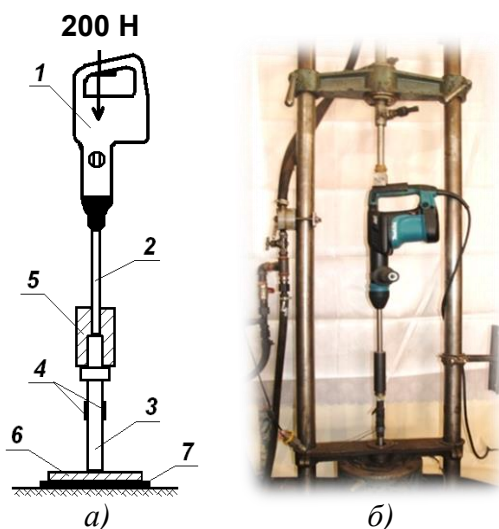


Рис. 9.10 – Стенд для испытаний электрических молотков
 а) схема испытаний, б) фото молотка Makita HMC0871C на стенде
 1 – молоток, 2 – рабочий инструмент;
 3 – измерительная пила; 4 – тензорезисторы;
 5 – переходник; 6 – металлическая пластина;
 7 – лист сырой резины

Энергия ударного импульса измерялась с помощью установки УИПУ-4М [9, 50]. Молотки испытывались на специальном стенде, показанном на рис. 9.10. Постоянное усилие нажатия на молоток 200 Н создавалось пневматическим прижимным устройством. Молоток 1 располагался вертикально, его рабочий инструмент 2 опирался на измерительную пику 3 установки УИПУ-4М с тензодатчиками 4 (см. ГОСТ Р 55162) и центрировался переходником 5. Приемником энергии удара служила металлическая пластина 6 толщиной 6 мм, лежащая на листе сырой резины 7 толщиной 10 мм.

Результаты испытаний показаны в Этюде № 8, рис. 8.9 и подробно представлены в работе [50]. Для расчета энергии ударного импульса W использовалась зависимость [73]:

$$W = \alpha^2 E_s, \quad \alpha = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{d^2}{d_m^2} \right],$$

где α – коэффициент прохождения волны через границу сопряжения рабочего инструмента и измерительной пики; E_s – энергия ударного импульса в измерительной пики; $d = 24$ мм и $d_m = 18$ мм – диаметры рабочего инструмента и измерительной пики, соответственно.

Паспортное значение молотка HILTI по Методике ЕРТА равно 7,5 Дж; наш результат 8,3 Дж выше на 10,7 %. Паспортное значение перфоратора BOSCH по Методике ЕРТА – 8,8 Дж; наш результат 8,3 Дж ниже на 5,7 %. Паспортное значение молотка Makita по Методике ЕРТА – 8,1 Дж, наш результат 10,0 Дж выше на 23,5 %.

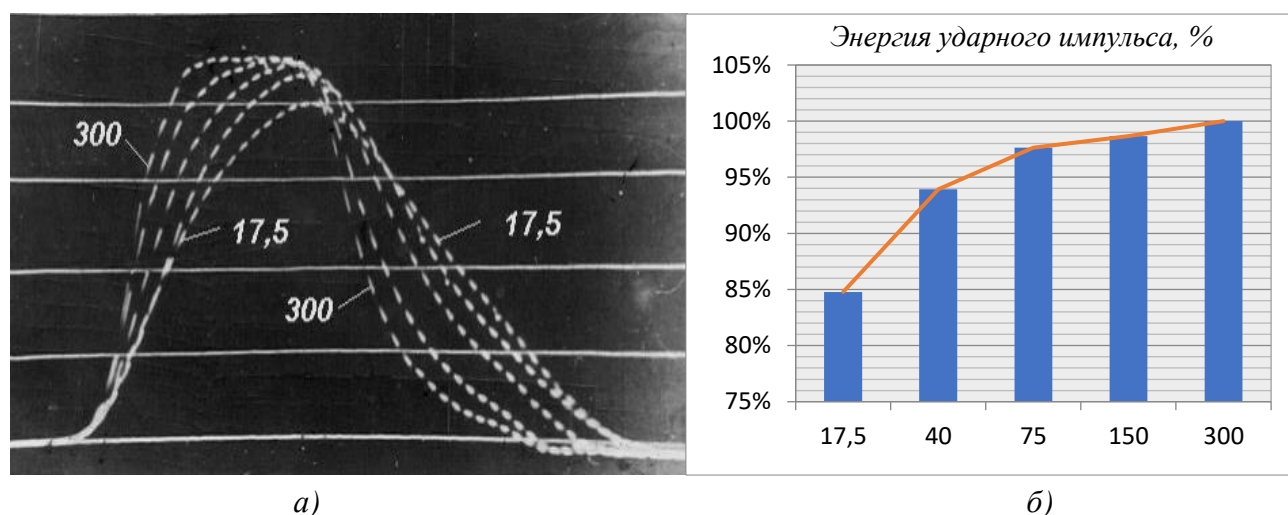
¹¹⁸ Согласно Методике ЕРТА в каждом измерении записывается не менее 75 ударов, для каждого из которых рассчитывается энергия ударного импульса. По этой выборке можно было бы оценить дисперсию энергии и рассчитать погрешность от разброса экспериментальных данных.

Дадим оценку погрешности полученных значений энергии ударных импульсов. В соответствии с паспортными данными Установки УИПУ-4М основная погрешность измерения энергии удара составляет 2,0 %. Статистика экспериментальных данных содержит 100 ударов, при этом разброс данных для всех испытанных молотков не превышает 7,0 % средних значений. Таким образом, оценка погрешности испытаний θ при доверительной вероятности 0,95 может быть рассчитана так¹¹⁹:

$$\theta = \sqrt{2,0^2 + \left\{ 1,984 \frac{1}{\sqrt{100}} \left[\frac{7,0}{2} \right] \right\}^2} = 2,1 \%$$

В работе [50] мы указали, что не ставили задачу сопоставить наши измерения с паспортными значениями энергии единичного удара испытанных электрических машин. Выявленные расхождения, связаны с различием методик испытаний и различием аппаратуры. Они требуют детальных исследований, которые, мы надеемся, будут выполнены в дальнейшем.

Но некоторые комментарии по полученным результатам имеет смысл дать.



а)

б)

Рис. 9.11 – Ударные импульсы и их энергия

а) зависимость от радиуса торца ударника, мм: 17,5; 40; 75; 150; 300;

б) энергия ударного импульса

Испытания электроинструмента проводились по единой Методике, в одних и тех же условиях, с помощью стабильной аппаратуры. Получены стабильные результаты. По нашим данным молоток Makita имеет энергию ударного импульса на 31,3 % выше, чем перфоратор BOSCH и молоток Hilti. По Методике ЕРТА выходит наоборот: он на 8,0 % слабее их. По нашим данным ударный импульс молотка Makita имеет более высокую амплитуду удара и большую площадь, чем молоток Hilti и перфоратор BOSCH.

Такое несоответствие ставит вопрос о сличительных испытаниях между лабораториями фирм-производителей электроинструмента и о воспроизводимости результатов испытаний по Методике ЕРТА.

Причины несоответствия относительных энергетических характеристик молотков нам неизвестны, но одна из возможных причин – нестабильность измерительных штанг и разница в торцах хвостовиков.

На рис. 9.11, а показаны ударные импульсы, создаваемые ударником длиной 200 мм при скорости его соударения со штангой 5 м/с и различном радиусе соударяемого торца (диаметр

¹¹⁹Экспериментальные данные подчиняются нормальному закону распределения.

ударника и штанги одинаковы и равны 35 мм). Экспериментальные данные получены в лаборатории удара и вибрации бурильных машин ИГД им. А. А. Скочинского [98-99].

Из рисунка 9.11, б видно, что при уменьшении радиуса с 300 мм (почти плоский торец) до 17,5 мм (полусфера) значительно, на 15 %, падает энергия ударного импульса. С увеличением кривизны торца ударника растет скорость отскока и уровень собственных колебаний, остающийся в ударнике после удара. При этом значительная часть энергии уносится ударником при отскоке от штанги.

Аналогичное влияние на ударный импульс оказывает и кривизна торца хвостовика измерительной штанги.

Радиус торца измерительной пики является весьма сильным фактором, влияющим на энергию удара. Методика ЕРТА нормирует только его максимальное значение – 100 мм.

В ГОСТ Р 55162 радиус торцов измерительной пики нормируется так: 125 ± 25 мм.

Во избежание ошибочных результатов измерений, в Методике ЕРТА следовало бы жестко регламентировать радиус торца измерительной штанги.

8. Выводы

Рассмотрев Методику ЕРТА, предназначенную для измерения энергии удара электрических отбойных молотков и перфораторов, можно заключить следующее:

1) Под единичной энергией удара электроинструмента в Методике ЕРТА понимается энергия ударного импульса – первого импульса волны сжатия, возникающей при соударении промассы с измерительной штангой.

2) В Методике ЕРТА нет ответа на вопрос о точностных характеристиках предлагаемого метода измерения единичной энергии удара. Поскольку для энергии ударного импульса как физической величины нет эталона и нет стандартизованной аппаратуры для ее регистрации, мы полагаем, что в Методике ЕРТА следует дать оценку погрешности измерения этой энергии, желательно с примерами для типовых ударных машин.

3) В Методике ЕРТА нет информации о воспроизводимости нормируемого метода испытаний. По нашему мнению, такую информацию следует в Методику включить.

4) Результат испытаний электроинструмента декларируется в Методике ЕРТА в виде одночислового значения средней единичной энергии удара. В современных отечественных и зарубежных стандартах декларируемые характеристики ручных машин, такие как уровни шума и уровни вибрации, даются в виде двухчислового значения – средней величины и ее неопределенности, которая учитывает погрешности измерений, разброс экспериментальных данных и сведения о воспроизводимости метода испытаний. Мы рекомендуем в Методике ЕРТА также декларировать неопределенность среднего значения единичной энергии удара, что увеличит информативность декларации и позволит точнее сравнивать между собой машины разных марок.

5) При расчете единичной энергии удара по Методике ЕРТА интегрирование измерительного сигнала производится от начала ударного импульса вплоть до прихода отраженной ударной волны. Мы рекомендуем ограничить верхнюю границу интегрирования моментом времени, когда напряжения в ударном импульсе достигают нулевого значения. Дальнейшее интегрирование не имеет физического смысла и приводит завышению результата расчета.

6) Погрешность в 10 % при проверке измерительной штанги, по нашему мнению, достаточно велика: для уменьшения погрешности при проверке (аттестации) штанги следует использовать прецизионные устройства с образцовыми ударами, например, стенд СГУ-3 Установки УИПУ-4М, а также выбирать ударники с минимальным уровнем собственных колебаний.

7) Предложена альтернативная методика аттестации измерительной штанги и калибровки измерительного тракта с использованием закона сохранения количества движения при ударе. Методика позволяет отказаться от использования табличных величин для механических констант штанги, используемых в Методике ЕРТА, и определять их экспериментально на стенде с помощью образцовых ударов. По нашим оценкам методика позволит выполнять измерения энергии ударного импульса с погрешностью не более 2 %.

8) Целесообразно вместо испытаний электроинструмента в руках человека-оператора использовать испытательные стенды, имитирующие типовую рабочую операцию, входной механический импеданс руки человека-оператора и объект обработки. Для каждой ударной машины мы рекомендуем устанавливать паспортное значение усилия нажатия, в соответствии с которым проводить испытания по определению ее энергии удара.

9) Многие важные вопросы испытаний в Методике ЕРТА не прописаны или прописаны нечетко:

- критерий «нормальная работа ударной машины» недостаточен для определения усилия нажатия, т.к. энергетические и вибрационные характеристики машины зависят от этого усилия;

- для машин с виброзащитой верхняя граница усилия нажатия не установлена вообще; указано только, что «виброзащитный механизм должен работать», но нет объяснения, как это требование проверить;

- не уделено внимания вопросу стабильности измерительных штанг: в процессе работы происходит расклеп торцов штанги и ее намагничивание, которые могут существенно влиять на результаты измерений;

- принципиально важным является вопрос заделки выводов тензодатчиков, чтобы минимизировать помехи, вызываемые процессами, сопутствующими удару – магнитострикцией, магнитоиндукцией, трибоэффектом: об этом ничего не сказано;

- в описании бетонного блока не указано, на каком расстоянии от его краев и друг от друга должны располагаться отверстия (лунки) для установки измерительной штанги, какова максимально допустимая глубина внедрения штанги в эти отверстия при измерениях;

- в описании алгоритма расчетов не указаны критерии выделения ударных импульсов из непрерывной записи сигнала.

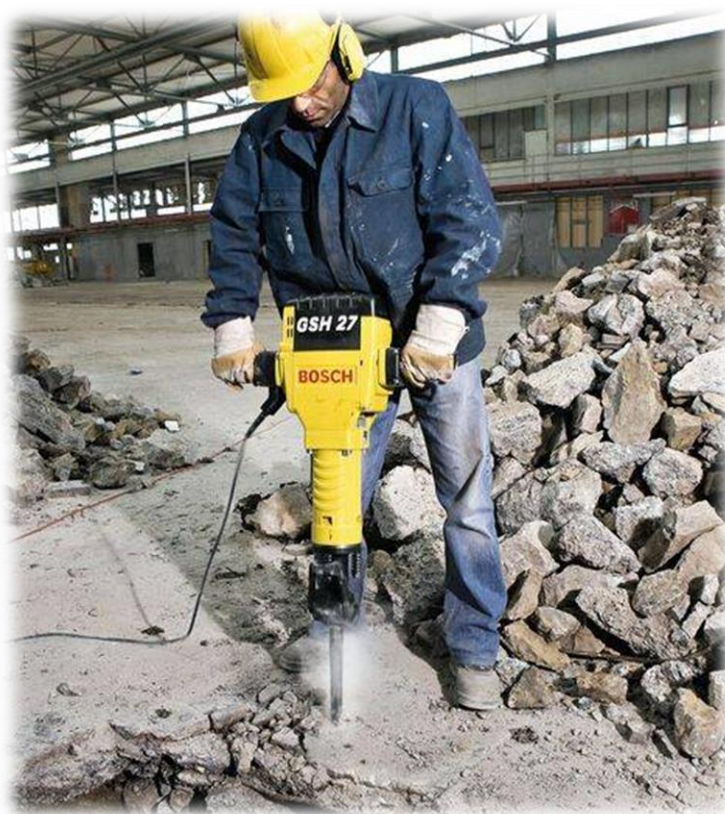
10) Кроме тестовых сигналов, по которым каждая фирма-член Ассоциации ЕРТА должна проверять реализованный ею алгоритм расчетов, на наш взгляд, было бы целесообразно создать единое программное обеспечение для испытаний электроинструмента и распространить его среди всех членов Ассоциации; также было бы целесообразно создать банк эталонного электроинструмента, прошедшего измерения согласно Методике ЕРТА, по которому всегда можно проверить работу конкретной измерительной системы. Рациональным решением было бы создание единого центра испытаний, выполняющего измерения энергии ударного импульса (единичной энергии удара) для всех производителей электроинструмента, входящих в Ассоциацию ЕРТА.

11) В соответствии с предложенной альтернативной методикой аттестации измерительной штанги и рекомендациями по использованию стендов для испытаний электроинструмента, на Установке УИПУ-4М проведены испытания 4-х ударных машин фирм ИНТЕРСКОЛ, Hilti, BOSCH и Makita. Показано отсутствие помех и продемонстрирована высокая стабильность результатов испытаний. Дана оценка погрешности измерения энергии ударного импульса. Показано, что энергия ударного импульса электромолотка Makita HMC0871C, декларированная согласно Методике ЕРТА, занижена по сравнению с характеристиками электроперфоратора BOSCH GBH-5-4-DCE Professional и молотка HILTI TE 500.

12) В целом Методика ЕРТА, по нашему мнению, недостаточно отработана. В частности, ее составители недостаточно убедительно показали, какие условия испытаний и факторы могут влиять на конечный результат, а какие не влияют. Об этом говорит хотя бы тот факт, что упоминаемая в тексте Методики конструкция стенда для проверки (аттестации) измерительной штанги в реальности просто не существует, а поза оператора не отвечает реальным размерам элементов, входящих в схему испытаний.

13) Методика ЕРТА является корпоративным нормативным документом организации «The European Power Tools Association» и, видимо, поэтому до сих пор не была опубликована в широкой, доступной прессе. По крайней мере, авторам данной статьи такие публикации неизвестны, поэтому они воспользовались текстом Методики, предоставленным им Ассоциацией «РАТПЭ», объединяющей производителей электроинструмента, представленных на

российском рынке, и заинтересованной в профессиональном мнении адептов в отношении нового нормативного отраслевого документа. По своему статусу Методика является обязательной для всех производителей электроинструмента на европейском рынке. Это означает, что такой документ не может быть закрытым от потребителей ударных машин и научной общественности, которые вправе знать, какими методами оцениваются энергетические параметры ударных электрических машин, поступающих на международный рынок. Эти методы должны быть обсуждаемыми, т.к. без их обсуждения не может быть их развития. Принимая во внимание многочисленные и принципиальные, с точки зрения авторов данного Этюда, недостатки Методики ЕРГА, отмеченные выше, считаем целесообразным опубликовать ее для широкого обсуждения в кругу заинтересованных организаций и лиц.



**Работа электрического отбойного молотка Bosch GSH 27 VC professional
29,5 кг, 62 Дж, 16,7 с⁻¹, 2 кВт, 8,5 м/с²**



Мемориал подвигу шахтеров Макеевки

ЭТЮД № 10

Энергия удара или энергия ударного импульса: что и как измерять?

Статья опубликована в журнале «Вестник научно-технического развития» № 160 за 2021 г.

1. Введение

Эффективность машины ударного действия (далее ударной машины) определяется ее производительностью. Для некоторых машин, например, для рубильных молотков и перфораторов, производительность можно измерить непосредственно при рабочей операции – рубке металла или бурении шпуров. Для других машин: отбойных, клепальных, зубильных молотков, бетоноломов – производительность таким способом определить сложно в силу разнообразия рабочих операций и разрушаемых материалов. Поэтому в качестве технических характеристик ударной машины принято использовать иные параметры: энергию единичного удара, частоту ударов и мощность, которые возможно измерить в лабораторных условиях и по которым удобно сопоставлять машины друг с другом [1-2].

Указанные параметры используются традиционно. Но в последнее время, в связи с принятием Европейской Ассоциацией Производителей Электроинструмента (ЕРТА) корпоративного стандарта «Методика 05/2009 «Измерение энергии единичного удара перфораторов и отбойных молотков» (Методика ЕРТА) [15, 113], к ним добавились энергия ударного импульса и ударная мощность.

Дадим определения этим параметрам.

Энергия единичного удара – кинетическая энергия поршня-ударника ударной машины непосредственно перед его ударом по рабочему инструменту.

Частота ударов – частота следования ударов по рабочему инструменту.

Мощность – количество энергии единичного удара, генерируемой машиной в единицу времени; мощность равна произведению энергии единичного удара на частоту ударов.

Энергия ударного импульса – энергия первой (прямой) волны деформации сжатия в рабочем инструменте машины, возбуждаемой ударником при ударе. Эту волну принято называть ударным импульсом.

Ударная мощность – количество энергии, передаваемой ударником рабочему инструменту в единицу времени; ударная мощность равна произведению энергии ударного импульса на частоту ударов.

Совокупность энергии единичного удара, частоты ударов и мощности принято называть **энергетическими параметрами ударной машины**¹²⁰. Мы предлагаем расширить этот термин, добавив в него также энергию ударного импульса и ударную мощность.

¹²⁰В дополнение к энергетическим параметрам следует рассматривать также силовые параметры удара: максимальный уровень напряжений в инструменте, максимальную и среднюю силу удара.

Энергия единичного удара и мощность характеризуют эффективность привода ударной машины, а энергия ударного импульса и ударная мощность – эффективность привода машины совместно с ее ударной системой¹²¹.

Производительность характеризует эффективность ударной машины в целом.

Настоящий обзор посвящен вопросу, как измерять энергетические параметры ударных машин, какие из них и как целесообразно использовать в конкретных случаях. В нем рассмотрен тензометрический метод регистрации ударных деформаций в рабочем инструменте машины [9, 50, 112].

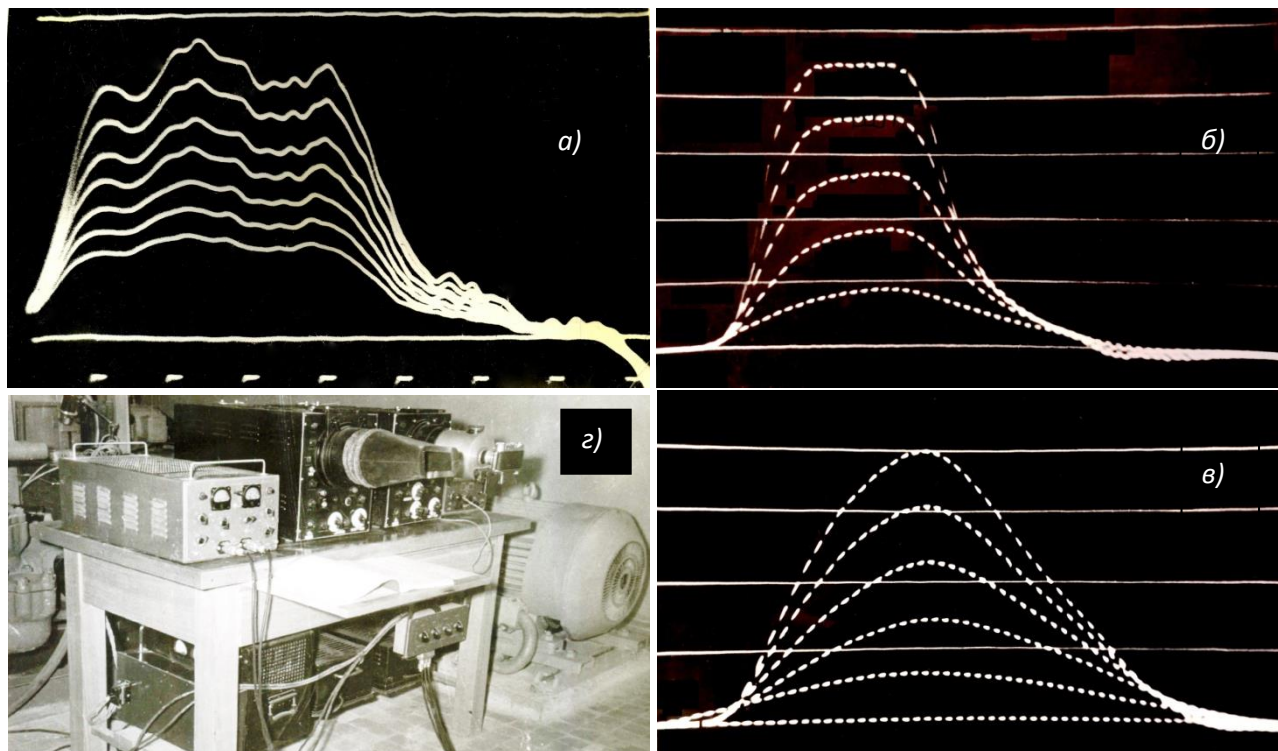


Рис. 10.1 – Ударные импульсы при одиночных ударах при различных скоростях ударника v_y , м/с, снизу вверх:

- а) ударник отбойного молотка МО-9К: 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; метки времени 10 мкс;
- б) ударник длиной 200 мм и радиусом торца 300 мм: 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; метки времени 5 мкс;
- в) ударник длиной 200 мм и радиусом торца 17,5: 1,0; 2,0; 3,0; 4,0; 5,0; метки времени 5 мкс;
- г) фотография измерительного комплекса (ИГД им. А. А. Скочинского)

Тензометрический метод измерения энергии единичного удара был предложен Международным стандартом ИСО 2787-1984 «Инструменты пневматические ротационные и ударные. Эксплуатационные испытания», он также внесен в отечественный стандарт ГОСТ Р 55162 «Оборудование горно-шахтное. Молотки отбойные пневматические. Требования безопасности и методы испытаний».

Тензометрический метод универсален: он позволяет измерять все вышеуказанные энергетические параметры ударной машины без внесения каких-либо изменений в ее конструкцию непосредственно в рабочем инструменте. Регистрируемый в методе ударный импульс несет в себе информацию о скорости ударника перед ударом и скорости его отскока, о величине напряжений в инструменте, количестве движения и энергии, идущей на выполнение полезной работы. Ни один из других методов измерения энергетических параметров ударных машин: метод шариковых отпечатков [10], метод конечных скоростей [11], метод индикаторных диаграмм [2, 12], метод работомеров [13] – не дает такой полноты информации об ударных процессах.

¹²¹ Ударные машины с равной энергией импульса, но разной силой удара неодинаковы по эффективности.

С практической точки зрения тензометрический метод наиболее отработан: погрешность измерения энергии единичного удара по результатам государственной метрологической аттестации составляет 5 %¹²², нестабильность измерительных преобразователей менее 0,15 %, а воспроизводимость результатов испытаний этим методом достигнута на уровне 1,5 % [50]. Метод характеризует малая трудоемкость и высокая оперативность получения параметров машин.

Соударяющиеся детали ударных машин – ударники и рабочий инструмент – являются стержневыми системами. При ударе в них возникают продольные, изгибные, крутильные, а также поверхностные волны [35, 73, 91, 106]. Но поскольку длины стержней, как правило, в несколько раз превосходят их диаметры, поперечными движениями частиц в стержнях можно пренебречь и рассматривать только продольные волны.

Экспериментально установлено, что при ударе стальных стержней на расстоянии от точки контакта более 1,25 диаметра стержня распространяется плоская продольная волна сжатия [35]. Эта волна описывается теорией Сирса [93]¹²³, сочетающей в себе контактное взаимодействие стержней по Герцу [92] и распространение возникающих возмущений по стержням как волноводам по Сен-Венану и Бернулли [73, 106].

Для стальных стержней теория Сирса подтверждена экспериментально [35, 91, 97-100]. Из нее следует, что амплитуда ударного импульса линейно зависит от скорости ударника, а длительность импульса (т.е. длительность соударения), наоборот, от скорости ударника не зависит и определяется физическими константами (модуль Юнга, плотность, стержневая скорость звука, коэффициент Пуассона) и геометрией соударяющихся деталей.

На рис. 10.1 показаны осциллограммы ударных импульсов в инструменте при различных скоростях ударника – от 1,0 м/с до 5,0 м/с. Импульсы получены в лаборатории удара и вибрации Института горного дела имени А. А. Скочинского при одиночных образцовых ударах (1970 г.). Они иллюстрируют описанные выше зависимости.

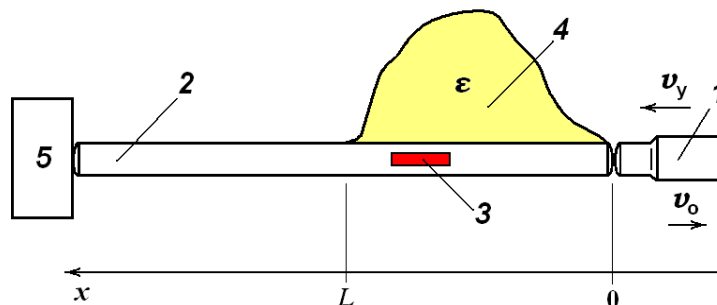


Рис. 10.2 – Соударение ударника с инструментом постоянного поперечного сечения

1 – ударник; 2 – измерительный инструмент; 3 – тензодатчик; 4 – ударный импульс деформации сжатия; 5 – приемное устройство энергии ударного импульса (объект обработки или его имитатор); ε – относительная деформация инструмента; v_y , v_0 – предупредительная скорость ударника и скорость его отскока; L – длина ударного импульса

Сила упругого взаимодействия по Герцу нелинейна, она зависит от сближения торцов соударяемых деталей в степени 3/2 [35, 91, 98-99], поэтому при большом различии скоростей ударника форма импульсов отличается. Но, при небольшой разнице в скоростях соударения, импульсы похожи и близки по форме.

Для целей измерения энергетических параметров ударной машины, когда она работает в установившемся режиме, и ее рабочие параметры варьируются в пределах 10...15 %, хорошим приближением к результатам эксперимента является представление о подобии ударных импульсов.

¹²² По данным разработчика измерительного комплекса УИПУ-4М погрешность не превышает 2 %.

¹²³ В дальнейшем положения И. Е. Сирса (1908 г.) были развиты В. А. Праусом (1935 г.), Ф. К. Арндтом (1960 г.) [90], В. Е. Александровым и В. Б. Соколинским (70...80-е годы в ИГД им. А. А. Скочинского).

Далее мы будем исходить из утверждения, что в конкретной ударной системе, состоящей из стального ударника и стального рабочего инструмента, ударные импульсы подобны с коэффициентом подобия, равным отношению скоростей ударника¹²⁴.

2. Свойства ударного импульса

На рис. 10.2 показана схема соударения ударника с измерительным инструментом.

Ударный импульс – прямая волна деформации сжатия, возникшая при ударе и движущаяся по стержню постоянного поперечного сечения, описывается волновым уравнением:

$$u_{tt} - c^2 u_{xx} = 0,$$

где $u = u(x, t)$ – смещение сечения стержня с координатой x от положения равновесия в момент времени t ; c – скорость распространения продольной волны в стержне, $c = \sqrt{E/\rho}$, E – модуль Юнга материала стержня, ρ – его плотность.

Из решения Даламбера для прямой волны следует, что относительная деформация сечения стержня и скорость частиц в нем связаны соотношением

$$\varepsilon \equiv u_x = -u_t/c. \quad (10.1)$$

Здесь и далее относительную деформацию стержня будем обозначать $\varepsilon = \varepsilon(x, t)$ ¹²⁵.

Кинетическая и потенциальная энергия ударного импульса рассчитываются по формулам

$$K = \frac{1}{2} \int_0^L \rho S [u_t]^2 dx, \quad \Pi = \frac{1}{2} \int_0^L SE [u_x]^2 dx,$$

где S – площадь поперечного сечения стержня; L – длина ударного импульса (см. рис. 10.2).

Производя замену переменных $t = x/c$, с учетом (1) получаем:

$$K = \frac{1}{2} \int_0^L \rho S [u_t]^2 dx = \frac{1}{2} \rho S c^3 \int_0^T \varepsilon^2(x, t) dt = \frac{1}{2} cES \int_0^T \varepsilon^2(x, t) dt,$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_0^L SE [u_x]^2 dx = \frac{1}{2} cES \int_0^T \varepsilon^2(x, t) dt,$$

где $T = L/c$ – длительность ударного импульса; x – координата его наблюдения.

Таким образом, потенциальная и кинетическая энергии ударного импульса равны, а их сумма, т.е. энергия ударного импульса W , определяется соотношением

$$W = K + \Pi = cES \int_0^T \varepsilon^2(x, t) dt. \quad (10.2)$$

Количество движения ударного импульса P , в свою очередь, равно

$$P = \int_0^L \rho S u_t dx = -\rho c^2 S \int_0^T \varepsilon(x, t) dt = -ES \int_0^T \varepsilon(x, t) dt. \quad (10.3)$$

¹²⁴Предполагается, что ударный импульс полностью укладывается по длине рабочего инструмента.

¹²⁵Знак минус в формуле (1) связан с тем, что относительная деформация сжатия отрицательна.

Поскольку деформацию и напряжения сжатия графически удобно изображать положительной, знак минус далее мы будем опускать, полагая $\varepsilon(x, t) > 0$.

Рассмотрим относительную деформацию тензодатчика при прохождении через него ударного импульса. Реакция датчика ξ в момент времени t равна¹²⁶

$$\xi(t) = \frac{1}{l} \int_0^l \varepsilon(x, t) dx, \quad (10.4)$$

где l – длина базы тензодатчика.

Найдем

$$ES \int_0^T \xi(t) dt = ES \int_0^T \frac{1}{l} \int_0^l \varepsilon(x, t) dx dt = \frac{1}{l} \int_0^l dx \left\{ ES \int_0^T \varepsilon(x, t) dt \right\} = P.$$

Тензодатчик как линейный фильтр полностью пропускает количество движения импульса.

Иначе обстоит дело с энергией ударного импульса. Строго говоря,

$$cES \int_0^T \xi^2(x, t) dt = cES \int_0^T \left\{ \frac{1}{l} \int_0^l \varepsilon(x, t) dx \right\}^2 dt \neq cES \int_0^T \varepsilon^2(x, t) dt = W.$$

Преобразуем формулу (10.4), произведя замену переменной интегрирования $t = x/a$:

$$\xi(t) = \frac{1}{l} \int_0^l \varepsilon(x, t) dx = \frac{c}{l} \int_{-l/(2a)}^{l/(2a)} \varepsilon(x_0, t) dt \approx \varepsilon(x_0, t), \quad (10.5)$$

где x_0 – координата середины решетки тензодатчика.

Формула (10.5) справедлива, если за время $\Delta t = l/c$ прохода волны по базе тензодатчика деформация изменяется по закону, близкому к линейному. В работе [114] показано, что при квадратичной нелинейности абсолютная погрешность измеренной деформации будет равна $\varepsilon''(x_0, t) \cdot l/12$. Чтобы уменьшить погрешность усреднения, базу тензодатчика l выбирают минимальной, а его электрическое сопротивление стараются сохранять по возможности большим для обеспечения лучшего соотношения «сигнал-шум».

Методика ЕРТА рекомендует применять тензодатчики с базой менее 6 мм и сопротивлением более 350 Ом¹²⁷. (При скорости звука в стали 5100 м/с время Δt для такого тензодатчика составит $\sim 1,2$ мкс.)

Длительности ударных импульсов, как правило, более 50 мкс, однако их фронты (особенно передний фронт) достаточно круты. В зависимости от радиусов соударяемых торцов длительность фронта может составлять ~ 10 мкс [35, 97-100]. Соответственно, искажение ударного импульса на начальном и конечном участках фронта, а также в районе вершины импульса, может быть значительным. Но, если длительность фронта мала по сравнению с длительностью всего импульса, то и его вклад в энергию ударного импульса будет незначителен.

В любом случае для конкретной ударной системы необходима оценка погрешности, вносимой тензодатчиком, на математических моделях, например, [35, 73, 75, 99].

¹²⁶Пуассоново расширение почти не влияет на сигнал тензодатчика, ориентированного вдоль оси удара.

¹²⁷ В установке УИПУ-4М применены 2 тензодатчика с базой 25 мм и сопротивлением 400 Ом.

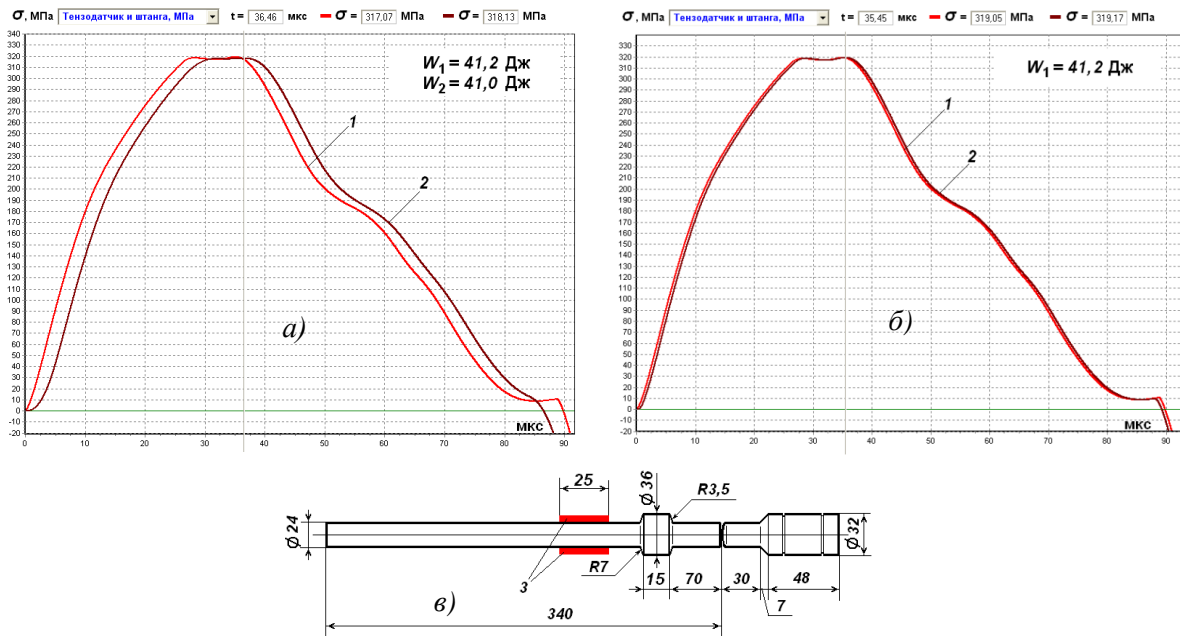


Рис. 10.3 – Искажения ударного импульса при различной базе тензодатчика l :

а) 25 мм; б) 5 мм; в) – схема соударения (размеры в мм);

1 – импульс напряжения в измерительной пике; 2 – сигнал с тензодатчика; 3 – тензорезисторы;

W_1 – энергия ударного импульса в штанге; W_2 – энергия ударного импульса по тензодатчику

В качестве иллюстрации вышесказанного, на рис. 10.3 представлены расчетные ударные импульсы при соударении ударника пневматического отбойного молотка МО-2Б ТЭМЗ и измерительной пике по ГОСТ Р 55162: импульсы мгновенной деформации 1 и имитация сигнала тензодатчика 2 ($l = 25$ мм и $l = 5$ мм). Расчеты выполнены на модели [75] при скорости ударника 14,06 м/с. Масса ударника 0,433 кг, его соударяемый радиус 400 мм, радиус пике 10000 мм (плоский торец), шаг по координате 0,05 мм, шаг по времени 0,005 мкс.

При базе тензодатчика 25 мм (рис. 10.3, а) видны искажения в начале и в конце ударного импульса, а также сглаживание его вершины. Амплитуда напряжения отличается незначительно: 318,1 МПа против 319,2 МПа по сигналу тензодатчика, т.е. на 0,3 % меньше. Длительность ударного импульса по тензодатчику 86,5 мкс, по напряжениям в измерительной пике – 89,8 мкс (до момента разрыва контакта ударника с пикой – 85,5 мкс¹²⁸): отличие на -3,7 %.

Энергия ударного импульса, рассчитанная по формуле (10.2), составляет: для импульса 1 – $W_1 = 41,2$ Дж, для импульса 2 – $W_2 = 41,0$ Дж: разница -0,37 %.

При базе тензодатчика 5 мм (рис. 10.3, б) ударный импульс в измерительной пике и сигнал с тензодатчика практически совпадают – по амплитуде, длительности и энергии (отличие менее 0,02 %).

3. Метод измерения энергии единичного удара

На закономерности подобия ударных импульсов основан метод измерения энергии единичного удара и мощности ударной машины. Метод описан в [9, 50] и ГОСТ Р 55162.

В установившемся режиме работы машины регистрируют последовательность ударных импульсов деформации (обычно не менее 100 импульсов) и определяют их среднюю амплитуду.

Далее выполняется градуировка. Ударник и измерительный инструмент устанавливаются на специальный стенд, схема которого показана на рис. 8.3 в Этюде № 8 (см. также ГОСТ Р 55162). Стенд представляет собой вертикальный копер с механизмом разгона ударника и оптической системой измерения его скорости.

¹²⁸ Наличие бурта у измерительной пике удлиняет ударный импульс за счет отраженных волн, циркулирующих в ее хвостовике.

Согласно предсказаниям теории Сирса, при равных скоростях соударения амплитуда градуировочного импульса совпадает со средней амплитудой, полученной при испытании ударной машины. Поэтому на стенде выполняют одиночные образцовые удары, добиваясь совпадения амплитуд. При образцовом ударе фиксируют время τ пролета ударником калиброванной базы B_c , а энергию единичного удара A определяют по формуле:

$$A = \frac{m}{2} \left[\left(\frac{B_c}{\tau} - \frac{g\tau}{2} \right)^2 - 2gh \right], \quad (10.6)$$

где m – масса ударника; g – ускорение свободного падения; h – расстояние от верхнего луча базы стенда до соударяемого торца измерительного инструмента.

Формула (10.6) описывает метод полного замещения. При разнице амплитуд среднего и градуировочного импульсов менее 5 % используют метод неполного замещения, и энергию удара рассчитывают так:

$$A = \frac{m}{2} \left[\left(\frac{B_c}{\tau} - \frac{g\tau}{2} \right)^2 - 2gh \right] \cdot \left\{ \frac{H_n}{H_r} \right\}^2, \quad (10.7)$$

где H_r , H_n – амплитуды ударных импульсов при градуировке и испытании ударной машины, соответственно.

Описанный метод был предложен и разработан инженером В. А. Кашаевым в Институте горного дела им. А. А. Скочинского. С 1980 года он успешно используется на Томском электромеханическом заводе им. В. В. Вахрушева для контроля энергетических параметров пневматических отбойных, рубильных и клепальных молотков, а с 2001 года – бетоноломов.

Метод не требует знания физических констант измерительного инструмента: модуля Юнга, плотности, скорости звука, площади поперечного сечения, а также параметров тензодатчика. В этом его главное достоинство. Но для реализации метода необходима высокая стабильность измерительного инструмента. Эта задача также была решена: как мы указывали выше, нестабильность измерительных пик получена на уровне менее 0,15 % (см. рис. 8.4 в Этюде № 8).

При разработке метода измерения энергии единичного удара было обнаружено явление незатухания собственных колебаний ударника [115].

Известно, что по завершению соударения с рабочим инструментом ударник отскакивает возбужденным. В нем остаются продольные колебания в виде стоячих волн деформации сжатия-растяжения. Но, в силу малой диссипации энергии, эти колебания не затухают за период движения ударника, и при следующем ударе накладываются на новый ударный импульс, искажая его форму и изменяя его амплитуду. При этом ударные импульсы могут отличаться друг от друга по амплитуде на 10 % (т.е. на 20 % по энергии единичного удара).

В работе [115] показано, что фаза собственных колебаний, приходящихся на момент удара, носит случайный характер, и закон ее распределения является равномерным. При колебательном процессе в стоячей волне среднее по времени значение деформации в каждом сечении ударника равно нулю. Поэтому усреднение амплитуд ударных импульсов позволяет существенно снизить или полностью устранить погрешность от собственных колебаний ударника. Практика испытаний пневматических отбойных молотков показала, что для обеспечения точности измерений энергии единичного удара $\sim 2,5$ % достаточно усреднить амплитуды 50...100 последовательных ударных импульсов.

Если усреднять не амплитуду, а соответствующие ординаты ударных импульсов, то полученный таким образом средний ударный импульс будет в точности совпадать с импульсом образцового удара при градуировке (при одинаковых скоростях соударения ударника с измерительным инструментом).

Из сказанного следует, что измерять энергию единичного удара описанным методом можно не только по амплитуде, но и по другим параметрам ударного импульса:

- площади всего ударного импульса¹²⁹;
- части площади импульса, отстоящей на заданный интервал времени от его начала;
- текущему значению импульса, также отстоящему на заданный интервал времени от его начала.

Последние два параметра целесообразно применять при коротком инструменте, когда волна, отраженная от его противоположного конца, накладывается на ударный импульс. При этом в формуле (10.7) для метода неполного замещения под величиной H следует понимать значение соответствующего параметра ударного импульса, используемого при измерениях.

4. Энергия единичного удара и энергия ударного импульса

Для сопоставления энергии единичного удара и энергии ударного импульса рассмотрим соударение ударника с инструментом постоянного поперечного сечения (см. рис. 10.2). Будем полагать, что ударная машина работает в установившемся периодическом режиме и ударный импульс полностью укладывается по длине инструмента.

Запишем уравнения сохранения количества движения и энергии при некотором ударе:

$$mv_y = P - I - mv_0, \quad v_0 \geq 0,$$

$$\frac{mv_y^2}{2} + U^- = W + \frac{mv_0^2}{2} + U^+ + Q,$$

где v_y, v_0 – скорости удара и отскока ударника; U^-, U^+ – потенциальная энергия собственных колебаний ударника соответственно до и после удара; I – импульс сил трения, действующих при перемещении ударника и инструмента за время соударения (см. рис. 4.6, Этюд № 4); Q – энергетические потери от сопровождающих удар физических явлений: работа сил трения, магнитострикция, акустическая эмиссия и др.

Соударяемые торцы ударника и инструмента выполняют сферическими, что обеспечивает центральность удара, уменьшает силы трения и изгибные напряжения. В этом случае импульсом сил трения I в первом уравнении можно пренебречь [35]; также можно пренебречь и потерями Q во втором уравнении.

Получаем для каждого удара следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} mv_y = P - mv_0, \\ \frac{mv_y^2}{2} = W + \frac{mv_0^2}{2} + (U^+ - U^-). \end{cases} \quad (10.8)$$

Поскольку $U^+ \geq U^-$, в силу частичного затухания собственных колебаний за период между ударами [102], из второго уравнения в (10.8) следует, что **энергия ударного импульса всегда меньше энергии единичного удара**.

Как было указано выше, при равных скоростях соударения средний ударный импульс совпадает с импульсом при градуировке. Поскольку скорости соударения равны, из первого уравнения (10.8) следует равенство значений среднего коэффициента отскока ударника при испытании ударной машины и коэффициента отскока, зафиксированного при градуировке.

Для большинства ударных машин коэффициент отскока ударника $\lambda = v_0/v_y$ находится в пределах 0,2...0,3 [1-2, 4, 35, 73, 75, 112, 116]. Поэтому различие значений энергии единичного удара и энергии ударного импульса может достигать 10 %.

Следуя методике работы [115], рассмотрим работу ударной машины со средней скоростью соударения \bar{v} .

¹²⁹ Площадь ударного импульса пропорциональна его количеству движения.

Исходя из предложенной гипотезы подобия, любой ударный импульс $\varepsilon(t)$ при скорости соударения $v = \bar{v} \pm \Delta v$ ($\Delta v \ll \bar{v}$) можно представить как

$$\varepsilon(t) = \frac{v}{\bar{v}} \mathcal{E}(t) + g(t),$$

$$\mathcal{E}(t) = \mathbf{M}[\varepsilon(t)] = \lim_{n \rightarrow \infty} \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \varepsilon_i(t) \right\}, \quad \mathbf{M}[g(t)] = \lim_{n \rightarrow \infty} \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n g_i(t) \right\} = 0, \quad t \in [0, T],$$

где $\mathcal{E}(t)$ – математическое ожидание среднего ударного импульса, полученного усреднением ординат текущих импульсов; $\varepsilon_i(t)$ и $g_i(t)$ – ударный импульс и наложенные на него собственные колебания ударника для i -го удара; n – число ударов; T – длительность ударных импульсов; \mathbf{M} – оператор математического ожидания; $\mathbf{M}[g(t)] = 0$ в силу равномерного закона распределения фазы собственных колебаний ударника [115].

Найдем математическое ожидание энергии ударного импульса MW в предположении, что скорость v распределена по нормальному закону:

$$\begin{aligned} MW &= \mathbf{M} \left[cES \int_0^T [\varepsilon(t)]^2 dt \right] = cES \cdot \mathbf{M} \left[\int_0^T \left[\frac{v}{\bar{v}} \mathcal{E}(t) + g(t) \right]^2 dt \right] = \\ &= cES \left\{ \mathbf{M} \left[\int_0^T \left[\frac{\bar{v} \pm 2\bar{v}\Delta v + (\Delta v)^2}{\bar{v}} \mathcal{E}^2(t) + 2 \left[1 \pm \frac{\Delta v}{\bar{v}} \right] g(t) + g^2(t) \right]^2 dt \right] \right\} = \\ &= cES \left\{ \mathbf{M} \left[\int_0^T \left(1 + \frac{(\Delta v)^2}{\bar{v}} \right) \mathcal{E}^2(t) dt \right] \pm 2\mathbf{M} \left[\frac{\Delta v}{\bar{v}} g(t) \right] + \mathbf{M}[g^2(t)] \right\} > cES \int_0^T \mathcal{E}^2(t) dt = \bar{W}, \end{aligned}$$

т.к. вероятности скоростей $\bar{v} - \Delta v$ и $\bar{v} + \Delta v$ равны, а \bar{W} – энергия среднего импульса.

Таким образом, **в установившемся режиме работы ударной машины среднее значение энергии ударного импульса больше, чем энергия среднего импульса.**

Измерение энергии единичного удара возможно на рабочем инструменте практически любой длины. (Исключение составляют, пожалуй, клепальные и пучковые молотки: из-за невозможности размещения тензодатчиков для них приходится применять специальный инструмент).

Измерение энергии ударного импульса имеет ряд существенных ограничений.

Во-первых, требуется достаточно длинный инструмент, чтобы волна, отраженная от объекта обработки или его имитатора (см. рис. 10.2), не накладывалась на ударный импульс. Такой инструмент, в общем случае, будет отличен от рабочего инструмента ударной машины.

Во-вторых, собственные колебания ударника не позволяют использовать градуировку, как в методе измерения энергии единичного удара, поскольку, как показано выше, при равенстве скоростей соударения среднее значение энергии ударного импульса отличается от энергии градуировочного ударного импульса.

В-третьих, наличие бурта в измерительном инструменте, на который опирается ударная машина, приводит к частичному отражению от него ударного импульса и рассеиванию энергии, в результате чего импульс, дошедший до тензодатчика, по амплитуде и энергии меньше, чем аналогичный импульс в инструменте без бурта.

Методика ЕРТА рекомендует использовать рабочий инструмент без буртов. Но для многих ударных машин такой измерительный инструмент использовать нереально.

На наш взгляд, требование отсутствия бурта излишне, поскольку при измерении нас интересует энергия, которая дойдет до обрабатываемого объекта, т.е. энергия ударного импульса, прошедшего через бурт.

В работе [50] была предложена методика измерений ударного импульса, основанная на аттестации измерительного инструмента (пики) с использованием закона сохранения количества движения при ударе.

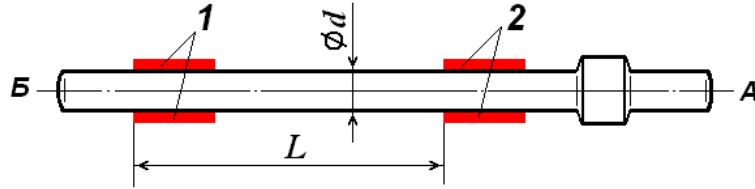


Рис. 10.5 – Измерительная пика с двумя группами тензодатчиков 1 и 2
 d – диаметр тела пики; L – расстояние между датчиками

В случае инструмента с буртом эту методику необходимо изменить. Ниже изложены наши предложения.

На измерительный инструмент диаметрально противоположно наклеиваются две группы тензодатчиков, как показано на рис. 10.5: одна непосредственно за буртом, а другая у противоположного конца инструмента. Тензодатчики должны быть из одной серии с одинаковым коэффициентом тензочувствительности. Расстояние между датчиками L выбирается максимально возможным, исходя из условий формирования плоской продольной волны при ударе, также оно должно быть больше длины ударного импульса. Оба торца инструмента выполняются с одинаковыми радиусами для обеспечения центральности удара.

Аттестация измерительного инструмента проводится следующим образом.

Измерительный инструмент устанавливается на градуировочный стенд (см. рис. 8.3, Эюд № 8) торцом A вверх, и образцовые удары наносятся по противоположному торцу B . При ударе измеряется интервал времени Δt , за который ударный импульс проходит расстояние L между группами датчиков. Скорость звука в инструменте определяется как $c = L/\Delta t$, а модуль Юнга E рассчитывается по известной зависимости $E = \rho c^2$. Определение плотности инструмента ρ и площади поперечного сечения инструмента S не представляет сложности и выполняется стандартными методами с высокой точностью.

Из закона сохранения количества движения при ударе определяется коэффициент чувствительности измерительного тракта γ :

$$\gamma = \frac{m(v_y + v_0)}{ES \int_0^T U_r(t) dt}, \quad v_y = \sqrt{\left(\frac{B}{\tau_y} - \frac{g\tau_y}{2}\right)^2 - 2gh}, \quad v_0 = \sqrt{\left(\frac{B}{\tau_0} - \frac{g\tau_0}{2}\right)^2 - 2gh},$$

где $U_r(t)$ – сигнал в зависимости от времени t , поступающий с тензодатчика; τ_y и τ_0 – время пролета ударником калиброванной базы стенда до и после удара соответственно.

При испытании ударной машины измерительный преобразователь используется в обычном режиме, и удары наносятся по торцу A . Энергия ударного импульса W рассчитывается по формуле

$$W = \gamma^2 c E S \int_0^T U_s^2(t) dt = \frac{m^2 (v_y + v_0)^2}{c \rho} \cdot \frac{\int_0^{T_s} U_s^2(t) dt}{\int_0^{T_r} U_r(t) dt}, \quad (10.9)$$

где $U_s(t)$ – ударный импульс, регистрируемый при работе машины; T_r – длительность ударного импульса при градуировке; T_s – длительность ударного импульса при испытании ударной машины.

Оценим погрешность предлагаемой методики измерений. Воспользуемся техническими характеристиками измерительного комплекса УИПУ-4М [50] и данными ГОСТ Р 55162.

Для испытаний пневматических отбойных молотков применяется измерительная пика длиной 340 мм и диаметром $d = 24$ мм. На этой пике можно расположить две группы тензодатчиков с базой 5 мм так, чтобы расстояние между ними было $L = 200$ мм. Абсолютная погрешность установки датчиков составит 0,5 мм.

При ударе по торцу Б ударный импульс пройдет расстояние между группами датчиков за 40 мкс. Частота выборки данных АЦП установки УИПУ 1 МГц, поэтому абсолютная погрешность определения времени по фронту импульса равна 0,5 мкс. Тогда относительная погрешность θ_c измерения скорости звука a будет равна

$$\theta_c = 100 \sqrt{\left(\frac{0,5}{200}\right)^2 + \left(\frac{0,5}{40}\right)^2} = 1,3 \%$$

Относительная погрешность определения скорости ударника на градуировочном стенде $\theta_v = 0,1 \%$. Сигнал с тензодатчика оцифровывается 12-разрядным АЦП, поэтому относительная погрешность θ_U интегралов в формуле (10.9) не превосходит 0,02 %¹³⁰. Относительные погрешности определения массы ударника и плотности измерительной пике пренебрежимо малы по сравнению с θ_c .

Таким образом, относительная погрешность измерения энергии ударного импульса по данной методике может быть оценена как 1,3 %. Данный расчет подтверждает вывод, сделанный в работе [113], что градуировочный стенд позволяет существенно снизить погрешность измерения энергии ударного импульса.

Расчеты [27] показывают, что для ударников с относительно простой геометрией (например, для пневматических молотков, бетоноломов) потенциальная энергия собственных колебаний ударника не превышает 1 % от энергии единичного удара и значительно ниже кинетической энергии отскока ударника. В этом случае слагаемыми U^- и U^+ в формуле (10.8) можно пренебречь. Тогда для каждого конкретного удара (в установившемся режиме работы ударной машины) получим

$$v_y = \frac{P}{2m} + \frac{W}{P}, \quad v_o = \frac{P}{2m} - \frac{W}{P}, \quad \lambda = \frac{P^2 - 2mW}{P^2 + 2mW}, \quad A = \frac{m}{2} \left[\frac{P}{2m} + \frac{W}{P} \right]^2. \quad (10.9)$$

Соотношения (10.9) можно применять для оценки энергии единичного удара и коэффициента отскока ударника по энергии и количеству движения ударного импульса.

5. Измерительная система и калибровка измерительного тракта

Для измерения энергетических параметров ударных машин используются потенциометрическая и мостовая измерительные схемы.

Потенциометрическая схема имеет ряд преимуществ. В сигнале с тензодатчика практически отсутствует постоянная составляющая, это позволяет применить более простой и стабильный усилитель переменного тока, использовать меньшее количество тензодатчиков (достаточно одного) и исключить подстройку нуля при измерении.

Потенциометрическая схема измерительной установки УИПУ-4М, разработанной в ООО «УДАРМАШ» [50], представлена на рис. 10.6, а. Тензодатчик с номинальным сопротивлением r^{131} питается постоянным током i , сигнал с него поступает на усилитель переменного тока с коэффициентом усиления k и регистрируется АЦП. Полоса пропускания тензоусилителя 2 Гц ... 300 кГц.

¹³⁰Предполагается, постоянство коэффициента усиления тензоусилителя.

¹³¹В установке УИПУ-4М применены два тензорезистора, расположенных на измерительной пике диаметрально противоположно и соединенных последовательно (см. рис. 3); r -их общее сопротивление.

При калибровке измерительного тракта периодически с частотой 50 Гц замыкается электронный ключ Кп, и в течение 70...100 мкс тензодатчик шунтируется сопротивлением $R \gg r$.

На выходе тензоусилителя появляется калибровочный импульс прямоугольной формы с плоской вершиной U_k , показанный на рис. 10.6, б).

При разомкнутом ключе напряжение на тензодатчике u_1 постоянно: $u_1 = ir$, и сигнал на выходе тензоусилителя равен нулю.

При замыкании ключа напряжение на тензодатчике скачком изменится на u_2 ,

$$u_2 = i \frac{Rr}{R+r}.$$

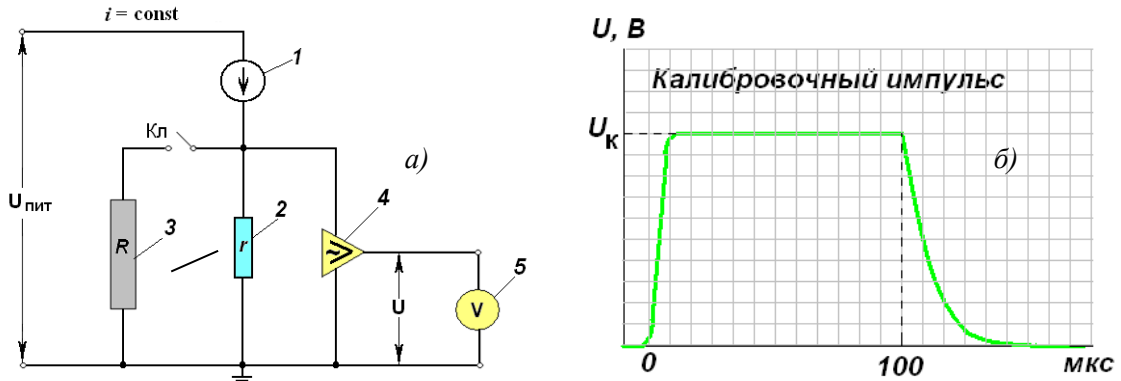


Рис. 10.6 – Измерительная система установки УИПУ-4М

а) схема измерений и калибровки; б) калибровочный импульс;

1 – источник тока; 2 – тензодатчик; 3 – шунт; 4 – усилитель переменного тока; 5 – АЦП;
 $U_{пит}$, i – напряжение и ток питания тензодатчиков; Кп – электронный ключ; U – выходное напряжение тензоусилителя; U_k – амплитуда калибровочного импульса

Разность напряжений Δu составит

$$\Delta u = u_2 - u_1 = i \frac{rR}{R+r} - ir = -\frac{ir^2}{R+r}.$$

Тогда амплитуда калибровочного импульса U_k , регистрируемая АЦП, будет равна

$$U_k = -\frac{r^2}{R+r} ik.$$

По определению, коэффициент тензочувствительности датчика β равен

$$\beta = \frac{\Delta r/r}{\varepsilon_0}, \tag{10.10}$$

где Δr – изменение сопротивления тензодатчика; ε_0 – его относительная деформация.

Поскольку $\Delta r = -r^2/(R+r)$, из (10.10) получаем

$$\beta = \frac{\Delta r/r}{\varepsilon_0} = \frac{-\frac{r^2}{(R+r)r}}{\varepsilon_0} = -\frac{r}{\varepsilon_0(R+r)}, \text{ т. е. } \varepsilon_0 = -\frac{r}{\beta(R+r)};$$

$$U_k = -\frac{r^2}{R+r} ik = -\varepsilon_0 ir \beta k, \text{ и } \varepsilon_0 = -\frac{U_k}{ir \beta k}.$$

Деформация тензодатчика ε пропорциональна электрическому напряжению U : $\varepsilon = \gamma U$. Поэтому коэффициент пропорциональности γ между электрическим напряжением и деформацией равен

$$\gamma = -\frac{1}{ir\beta k}.$$

Тогда формула (10.2) для энергии ударного импульса преобразуется к виду:

$$W = \frac{cES}{\mu^2} \int_0^T U^2(t) dt = \frac{cES}{[ir\beta k]^2} \int_0^T U^2(t) dt. \quad (10.11)$$

Таким образом, для расчета энергии ударного импульса надо знать совокупное сопротивление тензодатчиков r , коэффициент тензочувствительности тензорезистора β , ток питания тензодатчика i и коэффициент усиления тензоусилителя k .

В Методике ЕРТА [15] предложена мостовая схема измерений (мост Уитстона). На измерительную штангу диаметрально противоположно наклеиваются 4 одинаковых тензодатчика: два вдоль оси штанги и два поперек оси. Схема измерений показана в Этюде № 9 на рис. 9.3.

Для измерения ударных деформаций применен усилитель постоянного тока, сигнал с которого подается на цифровое записывающее устройство – аналого-цифровой преобразователь и компьютер, которые выполняют оцифровку выходного напряжения усилителя, его запись, обработку и расчет энергии ударного импульса.

Исходя из измерительной схемы, Методика ЕРТА дает следующую формулу для расчета энергии ударного импульса $W_{ЕРТА}$ (см. Этюд № 9, формула (9.4)):

$$W_{ЕРТА} = \frac{4cES}{[k\beta U_0(1 + \mu)]^2} \int_0^T U^2(t) dt, \quad (10.12)$$

где U_0 – напряжение питания моста; μ – коэффициент Пуассона измерительной штанги.

Расчеты по формулам (10.11) и (10.12) требуют знания физических констант измерительного инструмента (пики, штанги): модуля Юнга, скорости звука, коэффициента Пуассона. Поэтому Методика ЕРТА регламентирует изготовление измерительных штанг строго из определенной марки стали 115 Cr V 3 Германия (аналог стали 11ХФ), для которой эти параметры заранее определены: плотность – 7850 кг/м³, модуль Юнга – 210 ГПа, скорость продольной волны (скорость звука) – 5180 м/с, коэффициент Пуассона – 0,29.

Методика измерений, изложенная в разделе 4, имеет то преимущество, что позволяет использовать фактический рабочий инструмент ударной машины и определять его физические константы при образцовых ударах на градуировочном стенде с высокой точностью.

6. Алгоритм нахождения ударного импульса

При работе ударной машины волновой процесс в ее инструменте полностью затухает за время между ударами. Длительность ударного импульса составляет порядка 100...300 мкс, а период между ударами – 20...80 мс. За это время ударный импульс успевает многократно «пробежать» по инструменту туда и обратно, деформируя и разрушая обрабатываемый материал, нанося обратные удары по корпусу машины, и тем самым полностью расходуя энергию, переданную ударником инструменту.

Иллюстрацией затухания волнового процесса в инструменте служит осциллограмма, представленная на рис. 8.2, Этюд № 8. На ней показаны сигналы с двух тензодатчиков, расположенных на буровой штанге на небольшом расстоянии друг от друга. (Сигналы записаны скоростной киносъемкой в лаборатории удара и вибрации ИГД им. А. А. Скочинского.)

На этом факте основан алгоритм выделения ударного импульса, т.е. первого импульса прямой волны деформации сжатия (подобный алгоритм реализован в установке УИПУ-4М).

Перед ударом сигнал с тензоусилителя равен или близок к нулю. Зададим некоторый пороговый уровень напряжения $U_n > 0$ и будем ожидать прихода прямой волны деформации сжатия по ее переднему фронту, т.е. когда будут выполняться условия:

$$U(t) = U_n, \quad \frac{dU(t)}{dt} > 0.$$

Результат такого наблюдения представлен на рис. 10.9¹³².

При превышении заданного порога записываем сигнал в течение 500 мкс с предысторией 200 мкс (интервал τ_3). После записи выдерживаем паузу 15...20 мс («временные ворота»), в течение которой ударный процесс в инструменте гарантированно затухает, и ждем прихода следующего ударного импульса. В результате получаем выборку записей, которая содержит следующие друг за другом ударные импульсы¹³³. (Временные интервалы могут отличаться в конкретной реализации алгоритма).

Обработку каждой записи производим следующим образом.

От момента достижения порога – точка А на рис. 10.9 – отступаем по времени назад на интервал τ_1 . Поскольку фронт ударного импульса обычно не превышает 30...40 мкс, достаточно выбрать $\tau_1 = 50$ мкс (на рис. 10.9 $\tau_1 = 100$ мкс). Отступив далее на интервал времени τ_2 (100 мкс), по нему определяем среднее значение сигнала и принимаем его за уровень нуля перед импульсом. (Методика ЕРТА рекомендует $\tau_2 = 1$ мс.)

Далее от порогового уровня (точка А) движемся влево (по убыванию времени) до достижения нулевого значения сигнала и определяем момент начала ударного импульса – точка В.

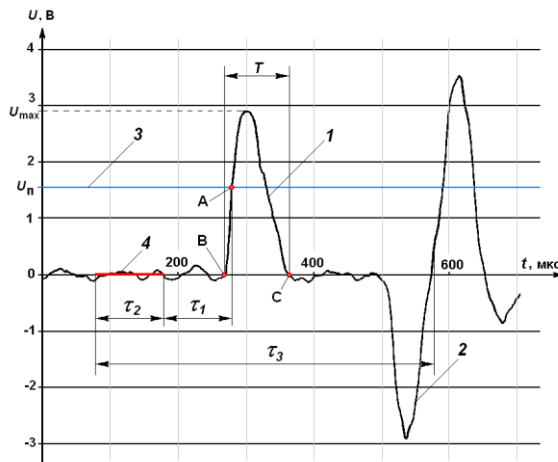


Рис. 10.9 – Поиск ударного импульса
 1 – ударный импульс; 2 – отраженный импульс; 3 – пороговый уровень U_n ; τ_1 – интервал отступа от порогового уровня; τ_2 – интервал определения нуля перед импульсом; τ_3 – интервал записи ударного процесса; T – длительность удара

От порогового уровня движемся вправо (по возрастанию времени) и, поскольку известно, что ударный импульс полностью укладывается по длине инструмента, то снова при достижении нуля находим момент времени окончания ударного импульса – точка С. Таким образом определяем длительность ударного импульса T – временной интервал [BC].

Вычитая расчетное значение нуля из ординат обрабатываемой записи, окончательно получаем искомый ударный импульс и весь волновой процесс в измерительном инструменте в течение зарегистрированных 500 мкс.

Если порог U_n был выбран слишком высоким, ударные импульсы не будут обнаружены, или за них могут быть приняты отраженные импульсы высокой амплитуды (см. рис. 10.9, справа).

¹³²Оциллограмма взята из текста Методики ЕРТА [15].

¹³³Если алгоритм стартует в момент, когда ударная машина уже работает, то первый импульс следует отбросить, т.к. за него может быть ошибочно принят отраженный импульс (см. рис. 10.9).

Близкое к нулю значение порога также приводит к «ложным» ударным импульсам с высокой частотой их следования. В любом случае визуальный контроль сигнала, записанного с предысторией, позволяет исключить такие ошибки.

7. Пример измерения энергии единичного удара и энергии ударного импульса

Для примера измерения энергии единичного удара и энергии ударного импульса был выбран пневматический отбойный молоток МО-2М производства ТЭМЗ, параметры которого определялись по ГОСТ Р 55162 при номинальном давлении сжатого воздуха 0,5 МПа¹³⁴. Измерения проводились на испытательном стенде по ГОСТ Р 55162 с использованием установки УИПУ-4М.

На рис. 10.10, а показаны рабочие циклы молотка: давление питания в ати, амплитуда ударных импульсов в условных единицах, частота ударов в с⁻¹ и площадь ударного импульса (также в условных единицах).

При анализе ударных импульсов выбрана область установившейся работы молотка, содержащая 100 последовательных циклов, выделенная желтым цветом.

На рис. 10.10, б представлен средний и минимальный по амплитуде текущий ударный импульс молотка. Справа в условных единицах даны характеристики ударных импульсов: текущие и средние значения амплитуды, количества движения (площади импульса) и энергии импульса (площади квадрата импульса).

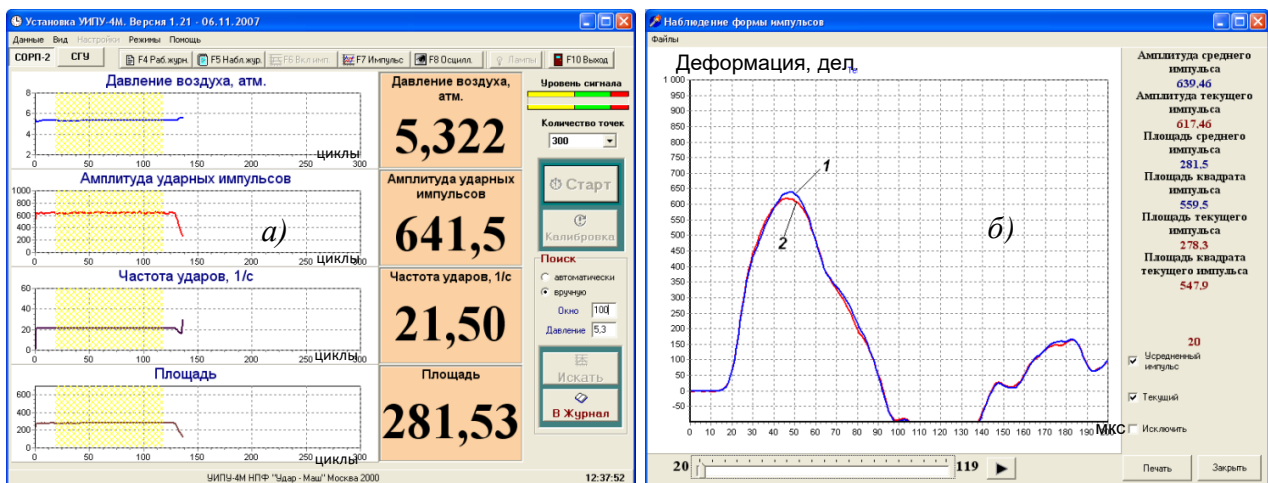


Рис. 10.10 – Результаты испытаний молотка МО-2М АО ТЭМЗ (стенд СОРП-3, давление сжатого воздуха 0,5 МПа, усилие нажатия 200 Н)

а) параметры рабочих циклов; амплитуда, площадь и площадь квадрата импульса даны в условных единицах (дел. и дел²); б) ударные импульсы: 1 – средний, 2 – текущий минимальный

Результаты измерений целесообразно сравнить с расчетными данными, полученными ранее и показанными на рис. 10.3.

Расчеты энергетических параметров молотка по формулам (10.3), (10.6), (10.11) представлены в Таблице 10.1. Из таблицы видно, что энергия единичного удара больше энергии ударного импульса на 2,0 Дж; соответственно, за счет отскока ударника и рассеяния волн на бурте пики теряется 4,7 % мощности молотка МО-2М.

Расчетные и экспериментальные параметры ударного импульса молотка достаточно близки: расхождение не более 5,1 % (расхождение по энергии ударного импульса менее 1 %). Отметим также, что по расчету на модели потенциальная энергия собственных колебаний ударника (при образцовом ударе) весьма незначительна – 0,02 % от энергии единичного удара.

¹³⁴Согласно методике испытаний на молоток подается давление 5,3 ати, измеряемое в ресивере, который соединен с молотком рукавом длиной 5±0,25 м и внутренним диаметром 16 мм.

Таблица 10.1 – Результаты измерений и расчетов энергии единичного удара и энергии ударного импульса пневматического отбойного молотка МО-2М

Наименование параметра	Обозначение, формула	Единица измерения	Значение		Относительная погрешность, %
			Эксперимент	Расчет (тензодатчик $l = 25 \text{ мм}^{135}$)	
Параметры градуировки					
Масса ударника	m	кг	0,433	0,433	-
База измерения скорости	B_c	мм	45,00	-	-
Расстояние от верхнего луча до торца пики	h	мм	10,00	-	-
Скорость соударения	v_y	м/с	14,06	14,06	-
Скорость отскока	v_o	м/с	-	2,47	-
Коэффициент отскока	λ	-	-	0,176	-
Энергия единичного удара	A	Дж	42,80	42,80	-
Частота ударов	f	с^{-1}	21,50	-	-
Мощность	$A \cdot f$	Вт	920,2	-	-
Параметры измерительной системы					
Ток питания тензодатчика	i	мА	20	-	-
Сопrotивление тензодатчика	r	Ом	800	-	-
Коэффициент усиления тензоусилителя	k	-	57,2	-	-
Коэффициент тензочувствительности тензодатчика	β	-	2,18	-	-
Модуль Юнга пики (сталь У8А) [105]	E	ГПа	209	209	-
Плотность измерительной пики [105]	ρ	кг/м^3	7839	7839	-
Скорость звука	c	м/с	5163	5163	-
Параметры ударного импульса					
Длительность ударного импульса	T	мкс	86,3	86,5	0,2
Амплитуда ударного импульса	$E\sigma_{max}$	МПа	335	318	-5,1 ¹³⁶
Сила удара	$SE\sigma_{max}$	Н	151,4	143,9	-5,1
Количество движения импульса	P	Н·с	6,67	6,98	4,6
Средняя сила удара	P/T	Н	77,3	80,9	4,3
Энергия ударного импульса	W	Дж	40,8	41,0	0,9
Ударная мощность	$W \cdot f$	Вт	878,1	885,8	0,9
Дополнительные расчетные параметры					
Потенциальная энергия собственных колебаний ударника (в момент разрыва контакта с пикой)	Π_y	Дж	-	0,01	-
Потери энергии за счет рассеяния волн на бурте и в хвостовике пики	$A(1 - \lambda^2) - W - \Pi_y$	Дж	-	0,46	-

Оценим погрешность полученных результатов:

- основная погрешность измерения энергии единичного удара (согласно Паспорту установки УИПУ-4М) $\theta_{уипу} = 2 \%$ [9];
- погрешность определения массы ударника $\delta_m = 0,2 \%$;
- погрешность определения предупредительной скорости ударника $\delta_v = 0,1 \%$ [50];
- максимальная погрешность измерительной пики¹³⁷ $\delta_p = 3,0 \%$
- погрешность определения модуля Юнга $\delta_E = 0,5 \%$;
- погрешность плотности измерительной пики $\delta_\rho = 0,1 \%$;
- погрешность площади поперечного сечения пики $\delta_S = 0,1 \%$;
- погрешность коэффициента пропорциональности γ^{138} $\delta_\gamma = 1,0 \%$

¹³⁵При измерениях на установке УИПУ-4М применялись тензодатчики с базой 25 мм.

¹³⁶Амплитуда напряжения зависит от кривизны торцов соударяемых деталей [35].

¹³⁷По данным аттестации установки УИПУ-4М.

¹³⁸Нестабильность тока питания и коэффициента усиления установки УИПУ-4М в пределах 0,5 %.

- разброс амплитуд ударных импульсов $\Delta H = 7,0 \%$;
- разброс энергии ударных импульсов $\Delta W = 4,0 \%$;

При доверительной вероятности 0,97 погрешность δ_A измерения энергии единичного удара составит

$$\delta_A = \sqrt{\delta_{\text{УИПУ}}^2 + \delta_m^2 + \delta_p^2 + (2\delta_v)^2 + \left\{2,20 \frac{2}{\sqrt{100}} \left[\frac{\Delta H}{2}\right]\right\}^2} = 3,6 \%$$

Относительная погрешность δ_W определения энергии ударного импульса равна (см. рис. 10, б – средний импульс):

$$\delta_W = \sqrt{(\delta_E^2 + \delta_\rho^2)/4 + \delta_S^2 + \delta_p^2 + (2\delta_v)^2 + \left\{2,20 \frac{2}{\sqrt{100}} \left[\frac{\Delta W}{2}\right]\right\}^2} = 3,6 \%^{139}.$$

8. Заключение

Настоящий Этюд является продолжением и дополнением обзора тензометрического метода, данного в работах [50, 75, 113, 115]. Она задумывалась как обобщение опыта измерения энергетических параметров машин ударного действия и разработки современной аппаратуры для тензометрии удара. Мы постарались отразить наиболее важные, по нашему мнению, аспекты измерений, которые не вошли или были неполно отражены в предыдущих публикациях.

Некоторые важные вопросы, например, снижение погрешности измерительных преобразователей (пик, штанг) не вошли в данный обзор, т.к. они требуют отдельного исследования.

В мире ежегодно производятся сотни тысяч ударных машин – от легких ручных молотков до мощных пневмоударников и гидромолотов, и для каждой из этих машин необходимо знать эффективность удара, а значит, измерять энергетические параметры и регистрировать ударные импульсы. Мы постарались ответить на вопросы, как это делать: как это измеряется сегодня и каковы задачи на будущее. А будущее, по нашему мнению, – за измерением энергии ударного импульса как меры эффективности ударной машины.

Мы надеемся, что, несмотря на трудности настоящего времени, найдутся энтузиасты создания средств и совершенствования методик таких измерений, и мы верим, что недалеко время, когда в паспорте каждой машины ударного действия будут указываться достоверные и точные данные о силе и энергии удара (энергии единичного удара и/или энергии ударного импульса).

Решение этой задачи объективно необходимо.



Ударники производства ООО «УДАРМАШ»

Ударник имеет плавный переход от конуса к носику (без подрезки), что **значительно снижает риск поломки носика** и увеличивает стойкость детали при повышенном давлении сжатого воздуха и нецентральной ударе.

Рациональная твердость поверхности ударника, получаемая закалкой и дополнительным упрочнением, исключает расклев носика и обеспечивает **высокую износостойкость** ударника.

Конструкция ударника **исключает выпрессовку буксы молотка** и **значительно уменьшает расклев перемычки** при холостых ударах, вызванных выходом пики.

Контроль каждой производственной операции гарантирует **качество** поставляемых ударников. Технология отработана и проверена практикой эксплуатации ударников в течение **25 лет**.

¹³⁹ Снизить погрешность измерения энергии импульса можно за счет меньшей погрешности пик.



Москва, станция метро Площадь Революции

ЭТЮД № 11

Некоторые особенности ударных импульсов машин ударного действия

Статья опубликована в журнале «Вестник научно-технического развития» № 4 (152) за 2020 г.

Памяти Вадима Афанасьевича Кашаева

В 70-е годы XX века в лаборатории ударных машин Института горного дела имени А. А. Скочинского (г. Люберцы М.О.) были выполнены фундаментальные исследования ударных процессов в стержневых системах [35, 97-100]. Результаты этих исследований и по сей день дают пищу для анализа и выявления ранее неизвестных физических закономерностей механического удара.

Рассмотрим стержневую систему, в которой ударник наносит удары по штанге постоянного сечения вдоль ее оси, как показано на рис. 8.1 в Этюде № 8. В штанге возникает продольная волна деформации сжатия, которую в соответствии со сложившейся традицией будем называть **ударным импульсом деформации** или сокращенно **ударным импульсом**.

Будем полагать штангу достаточно длинной, чтобы ударный импульс полностью укладывался по ее длине, а отраженная от противоположного конца штанги волна (отраженный импульс), в свою очередь, не накладывалась на него.

Для регистрации ударных деформаций на боковой поверхности штанги диаметрально противоположно поместим тензодатчики¹⁴⁰, сигнал с которых будем наблюдать в зависимости от времени¹⁴¹.

В момент отскока ударника от штанги ударный импульс в ней полностью сформирован, и далее он в неизменном виде распространяется к противоположному концу штанги со скоростью звука c . Точно такой же ударный импульс наблюдается в произвольном сечении штанги с координатой x в зависимости от времени t , при этом длительность импульса T и его длина L вдоль оси штанги связаны соотношением $L = cT$.

Нас будут интересовать физические закономерности регистрируемого процесса.

Согласно волновой теории механического удара [35, 73] максимальное значение относительной деформации (или напряжения), возникающей при ударе, т.е. амплитуда ударного импульса, пропорциональна предударной скорости ударника v_y . Эта зависимость подтверждается экспериментально: на рис. 11.1, *a* показаны ударные импульсы при различных скоростях

¹⁴⁰ На практике обычно применяют два или четыре тензодатчика, чтобы компенсировать изгибные деформации и деформации кручения штанги.

¹⁴¹ Тензодатчик регистрирует относительную деформацию участка штанги, расположенного под ним. Длина датчика 10...25 мм, а длина ударного импульса, как правило, более 300 мм, поэтому усреднение сигнала по длине датчика практически не искажает форму и длительность ударного импульса.

соударения ударника со штангой, полученные при одиночных ударах. (Для наглядности был выбран ударник пневматического отбойного молотка, имеющий форму катушки, ударный импульс которого имеет несколько локальных максимумов и минимумов.) Ординаты ударных импульсов пропорциональны скорости ударника, а длительность всех импульсов одинакова и не зависит от скорости соударения. Так и должно быть согласно теоретическим представлениям о механическом ударе.

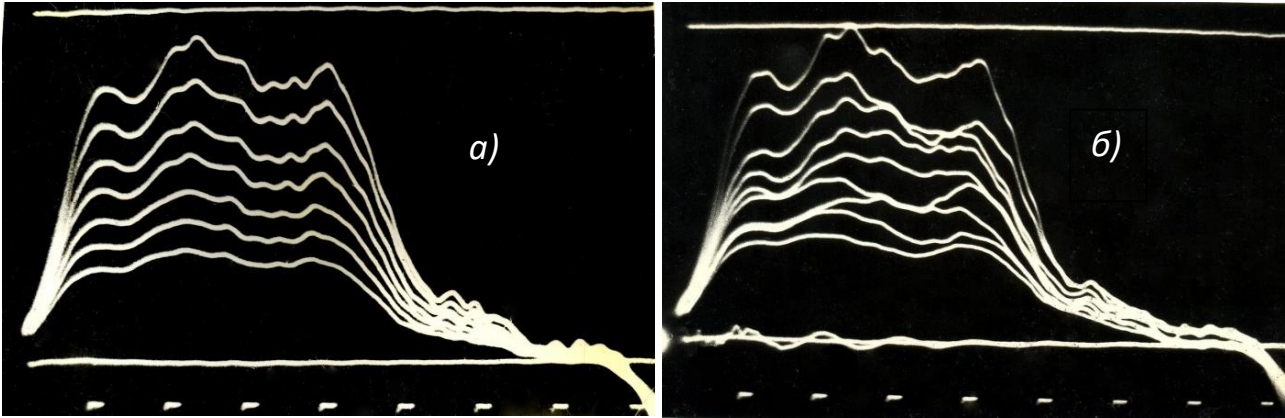


Рис. 11.1 – Ударные импульсы пневматического отбойного молотка с ударником в форме катушки
 а) при одиночных ударах для различных скоростей ударника v , м/с, снизу вверх:
 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0;
 б) при непрерывной работе и снижении давления сжатого воздуха (сверху вниз);
 метки времени через 10 мкс

Посмотрим теперь, что происходит при непрерывной работе пневматического отбойного молотка с таким «катушечным» ударником.

Чтобы увидеть импульсы, следующие друг за другом, молоток был запитан от небольшого ресивера, наполненного сжатым воздухом, так, чтобы от удара к удару давление воздуха уменьшалось, а следовательно, уменьшалась скорость ударника и амплитуда ударного импульса. Зарегистрированные таким образом импульсы молотка показаны на рис. 11.1, б.

Характер ударных импульсов на этом рисунке разительно отличается от импульсов на рис. 11.1, а. Зависимость амплитуды импульсов от скорости соударения ударника со штангой сохранилась, но форма импульсов искажена.

Почему? Чем серия ударов отличается от одиночных ударов? Что привело к искажению формы импульсов?

Ответ на эти вопросы был дан инженером В.А. Кашаевым, который обнаружил и исследовал данное явление.

Известно, что ударный процесс в буровом инструменте (штанге, пике) полностью затухает за период между ударами. Длительность ударного импульса составляет порядка 100 мкс, а период между ударами – 50 мс. За это время импульс успевает многократно «пробежать» по инструменту туда и обратно, деформируя и разрушая обрабатываемый материал, нанося обратные удары по корпусу ударной машины, и тем самым полностью расходуя энергию, переданную ударником инструменту.

Иллюстрацией затухания волнового процесса в инструменте служит рис. 8.2 в Этюде № 8. На нем показаны сигналы с двух тензодатчиков, расположенных на буровой штанге на небольшом расстоянии друг от друга. (Сигналы записаны скоростной киносъёмкой.)

А что происходит в ударнике?

При разрыве контакта с инструментом ударник тоже остается возбужденным. Волна деформации в нем, оказывается «запертой» между его свободными торцами. Но, в отличие от волнового процесса в инструменте, деформации в ударнике не затухают к моменту следующего удара. Когда ударник снова входит в контакт с инструментом, они накладываются на новый ударный импульс, изменяя его форму.

Таким образом, на рис. 11.1, б мы наблюдаем «явление наложения предыдущего ударного импульса на последующий через собственные колебания ударника»¹⁴².

Ударники современных ударных машин имеют сложную геометрию, например, состоят из цилиндрических частей разных диаметров с коническим переходом между ними. Волна деформации в таком ударнике отражается от границ сопряжения частей и к моменту разрыва контакта с инструментом «застревает» между ними. И чем сложнее геометрия ударника, тем ярче при ударном взаимодействии проявляются его собственные колебания.

Потери энергии ударника на трение (внешнее и внутреннее), излучение звука, магнетострикцию обычно малы. Поэтому за период между ударами собственные (свободные) колебания ударника, как правило, не испытывают значительного затухания.

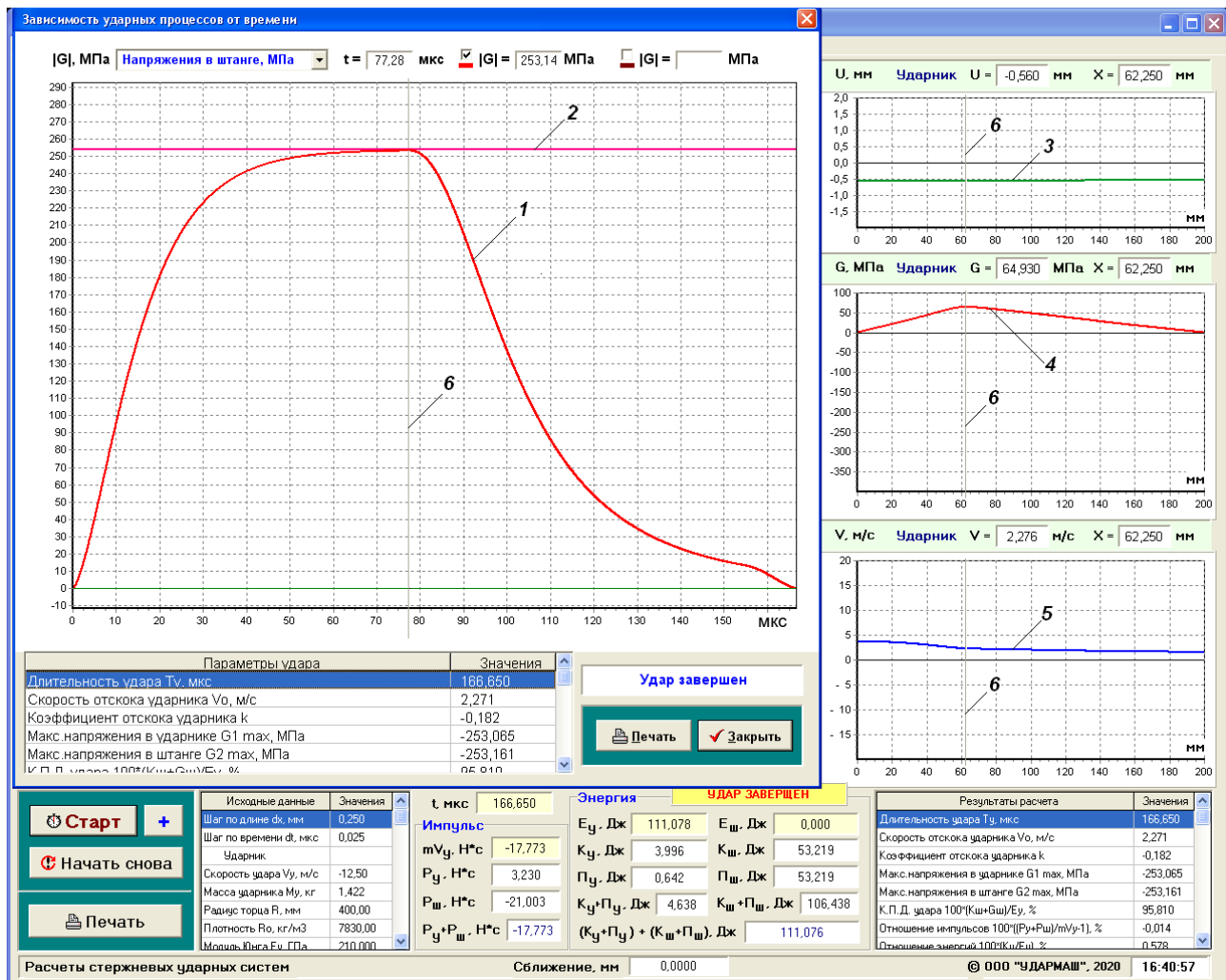


Рис. 11.2 – Момент разрыва контакта ударника со штангой:

- 1 – ударный импульс в штанге; 2 – максимальный уровень напряжений 253,4 МПа;
 3 – смещение сечений ударника; 4 – напряжения в ударнике; 5 – скорость сечений ударника;
 визиры б указывают текущие значения времени t , напряжения G , смещения u и скорости v
 в сечениях ударника с координатой x

Собственные колебания в ударнике не возникают, если соударяющиеся детали изготовлены из одинакового материала, имеют равное и постоянное по длине поперечное сечение и абсолютно плоские торцы [35]: в этом случае вся энергия ударника (которую он имел непосредственно перед соударением) полностью без остатка передается штанге¹⁴³.

¹⁴² Формулировка В. А. Кашаева.

¹⁴³ Штанга предполагается достаточно длинной (полубесконечной).

Для исследования собственных колебаний ударника рассмотрим известный из литературы пример соударения ударника и штанги, имеющих равное поперечное сечение и изготовленных из одинакового материала [98].

Выберем следующие параметры соударяемых деталей: длина ударника $l = 200$ мм; длина штанги $L = 1000$ мм; диаметр ударника и штанги $d = 34$ мм, плотность $\rho = 7830$ кг/м³, модуль Юнга $E = 210$ ГПа¹⁴⁴, скорость звука $c = 5179$ м/с, коэффициент Пуассона $\mu = 0,29$.

Радиусы соударяемых торцов штанги и ударника специально выберем почти плоскими, чтобы иметь вершину ударного импульса максимальной длительности [35, 97]: для штанги радиус 1000 мм, для ударника – 400 мм.

Будем считать, что к моменту начала удара волновой процесс в штанге полностью затух, она свободна от напряжений и неподвижна, а ударник имеет скорость $v_y = 12,5$ м/с¹⁴⁵. (Масса ударника $m = 1,422$ кг, кинетическая энергия 111,1 Дж).

Воспользуемся моделью продольного удара, предложенной в работе [75]. (В ней представлена компьютерная программа для численного решения системы линейных волновых уравнений при контактном взаимодействии соударяющихся деталей по теории Сирса [93, 97].)

Рассмотрим несколько ударов в такой системе.

Пусть первый удар ударник наносит невозбужденным (все сечения ударника имеют скорость 12,5 м/с и деформации в них отсутствуют).

На рис. 11.2 показан расчетный ударный импульс и состояние ударника в момент разрыва контакта со штангой. Кривая 1 соответствует напряжению в теле штанги (в зависимости от времени), прямая 2 – максимальному теоретическому уровню напряжений по Сен-Венану [35, 98].

Длительность удара составляет 166,65 мкс. Ударник отскакивает от штанги со скоростью $v_0 = 2,27$ м/с, соответственно, коэффициент отскока ударника $\lambda = 0,182$.

В правой части рис. 11.3 представлены графики состояния поперечных сечений ударника: смещения $u(x)$ – эпюра 3, напряжения $G(x)$ – эпюра 4 и скорости $v(x)$ – эпюра 5; (координата x отсчитывается от соударяемого торца).

Из графиков следует, что после отскока от штанги в ударнике остались напряжения растяжения, распределенные по его длине в виде импульса треугольной формы с амплитудой 64,9 МПа (25,6 % от максимума ударного импульса). Скорость по поперечным сечениям ударника также распределена неравномерно: левый (соударяемый) торец ударника имеет скорость 3,68 м/с, а правый торец – скорость 1,62 м/с. Наблюдаемая скорость отскока ударника v_0 есть скорость его центра масс:

$$v_0 = \frac{1}{m} \int_0^l v(x) dm = \frac{1}{l} \int_0^l v(x) dx.$$

Рассмотрим изменение состояния ударника во времени после его отскока от штанги.

На рис. 11.4 представлены эпюры напряжений в ударнике 1 и скорости его сечений 2 в следующие друг за другом моменты времени t (считая от начала процесса соударения). Видно, что в ударнике происходит колебательный процесс: напряжения сжатия сменяются напряжениями растяжения и наоборот, а скорости сечений левой и правой частей ударника синхронно увеличиваются и уменьшаются¹⁴⁶. Этот процесс и есть собственные колебания ударника, которые представляют собой суперпозицию стоячих волн напряжения (деформации) и связанную с ней суперпозицию стоячих волн скорости в поперечных сечениях ударника [106].

Наблюдая колебания в течение длительного времени, можно установить, что амплитуды напряжения периодически повторяются, но координаты максимумов и минимумов несколько

¹⁴⁴Материал деталей – инструментальная закаленная сталь У8А (твердость 55...60 HRC₃).

¹⁴⁵Скорости соударения порядка 12...14 м/с типичны для современных отбойных молотков.

¹⁴⁶Количество движения ударника при этом сохраняется.

меняются. Мы постарались найти моменты времени с максимальной амплитудой сжимающих (рис. 11.3, а) и растягивающих (рис. 11.3, в) напряжений и определить период колебаний ударника. Он равен $2 \cdot (240,4 - 202,2) = 76,4$ мкс. Теоретический период колебаний ударника $\tau = 2l/c = 77,2$ мкс (разница 1,0 %).

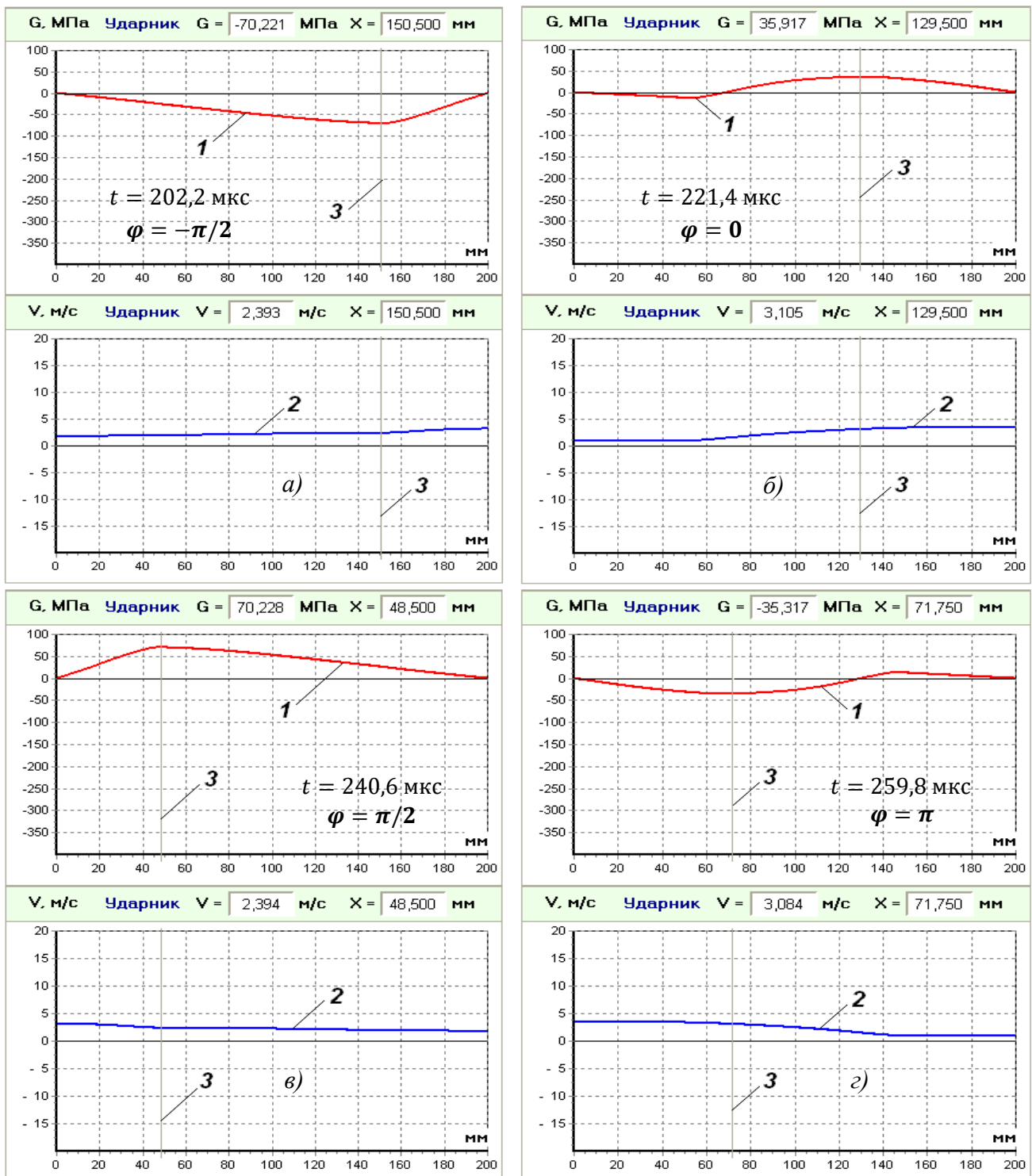


Рис. 11.3 – Состояние ударника в различные моменты времени t после отскока от штанги: а) 202,2 мкс; б) 221,4 мкс; в) 240,6 мкс; г) 259,8 мкс: 1 – эпюра напряжений по длине ударника $G(x)$; 2 – эпюра скоростей сечений ударника $v(x)$; φ – условная фаза колебаний; визир 3 указывает величину напряжения и скорости в сечении ударника с координатой x

Размах колебаний напряжения в ударнике составил: $70,2 + 70,2 = 140,4$ МПа, т.е. 55,4 % от амплитуды ударного импульса I (см. рис. 11.2).

Рассмотрим теперь, как эти колебания влияют на ударный процесс в штанге.

Присвоим колебаниям на рис. 11.3 условную фазу φ и применим для исследования следующий прием. Для каждой фазы колебаний φ будем возвращать возбужденный ударник снова к штанге, сообщив ему прежнюю поступательную скорость $v_y = 12,5$ м/с, и организуем новое соударение. Полученные таким образом ударные импульсы сопоставим с импульсом от невозбужденного ударника¹⁴⁷.

На рис. 11.4 представлены искомые расчетные ударные импульсы. Как мы видим, возбужденный ударник существенно изменяет как форму ударного импульса, так и его амплитуду. При этом длительность ударного импульса остается практически неизменной.

При невозмущенном ударнике напряжения в ударном импульсе не могут превысить Сен-Венановского уровня [35, 97-98], но при наличии собственных колебаний в ударнике амплитуда напряжений оказывается выше: так у импульса 2 она составляет 260,9 МПа (+3,0 %), у импульса 3 – 262,7 МПа (+3,7 %), а у импульса 4 достигает 279,4 МПа (+10,3 %). У импульса 5 – амплитуда практически совпадает с Сен-Венановским уровнем напряжений $E v_y / (2c) = 253,4$ МПа.

Таблица 11.1 – Сравнение параметров ударных импульсов напряжений в штанге

Номер импульса и фаза собственных колебаний ударника	Длительность удара T , мкс	Амплитуда ударного импульса, МПа	Количество движения ударного импульса, Н·с	Энергия ударного импульса, Дж	Скорость отскока ударника, v_0 , м/с	Коэффициент отскока λ
1, ударник не возмущен	166,65	253,4	21,00	106,44	2,27	0,182
2, $\varphi = -\pi/2$	167,93	260,9	20,94	107,01	2,23	0,178
3, $\varphi = 0$	166,65	262,7	21,02	106,50	2,29	0,183
4, $\varphi = \pi/2$	164,63	279,4	21,09	107,12	2,33	0,187
5, $\varphi = \pi$	167,63	252,7	20,97	106,49	2,25	0,180
Средний импульс	166,71	263,9	21,00	106,78	2,27	0,182
Погрешность, %	0,0 %	4,1 %	0,0 %	0,3 %	0,0 %	0,0 %

Разброс амплитуд ударных импульсов в рассматриваемой системе при наличии собственных колебаний ударника достигает 10 % от Сен-Венановского уровня напряжений.

Если после каждого соударения продолжать «возвращать» ударник, то, как показывают расчеты, импульсы, представленные на рис. 11.4, с незначительными изменениями формы будут повторяться, при этом их амплитуды окажутся в пределах указанного диапазона в 10 %.

На рис. 11.4 внизу представлен импульс 7, который является средним арифметическим ординат ударных импульсов 2-5. Он практически совпадает с ударным импульсом от невозмущенного ударника, и его амплитуда равна Сен-Венановскому уровню напряжений.

Кроме амплитуды будем также рассматривать интегральные параметры ударных импульсов: количество движения P и энергию импульса W ¹⁴⁸, которые рассчитываются по формулам (10.2) и (10.3):

$$P = ES \int_0^T \varepsilon(t) dt, \quad W = cES \int_0^T \varepsilon^2(t) dt,$$

где S – площадь поперечного сечения штанги.

В таблице 11.1 приведено сравнение параметров ударных импульсов 1-5. Из представленных данных видно, что средние значения скорости отскока и коэффициента отскока ударника, а также среднее значение количества движения импульса совпадает с аналогичными

¹⁴⁷Чтобы осуществить этот прием надо удалить постоянную составляющую из эпюры смещений ударника, а постоянную составляющую эпюры скоростей заменить на предударную скорость.

¹⁴⁸Энергия ударного импульса есть сумма его кинетической и потенциальной энергии. В бегущей волне в любой момент времени их величины равны.

параметрами ударного импульса I от невозмущенного ударника. Среднее значение энергии импульса немного превосходит энергию импульса I (+0,3 %), а среднее значение амплитуды импульсов оказалось выше амплитуды импульса I на 4,1 %¹⁴⁹.

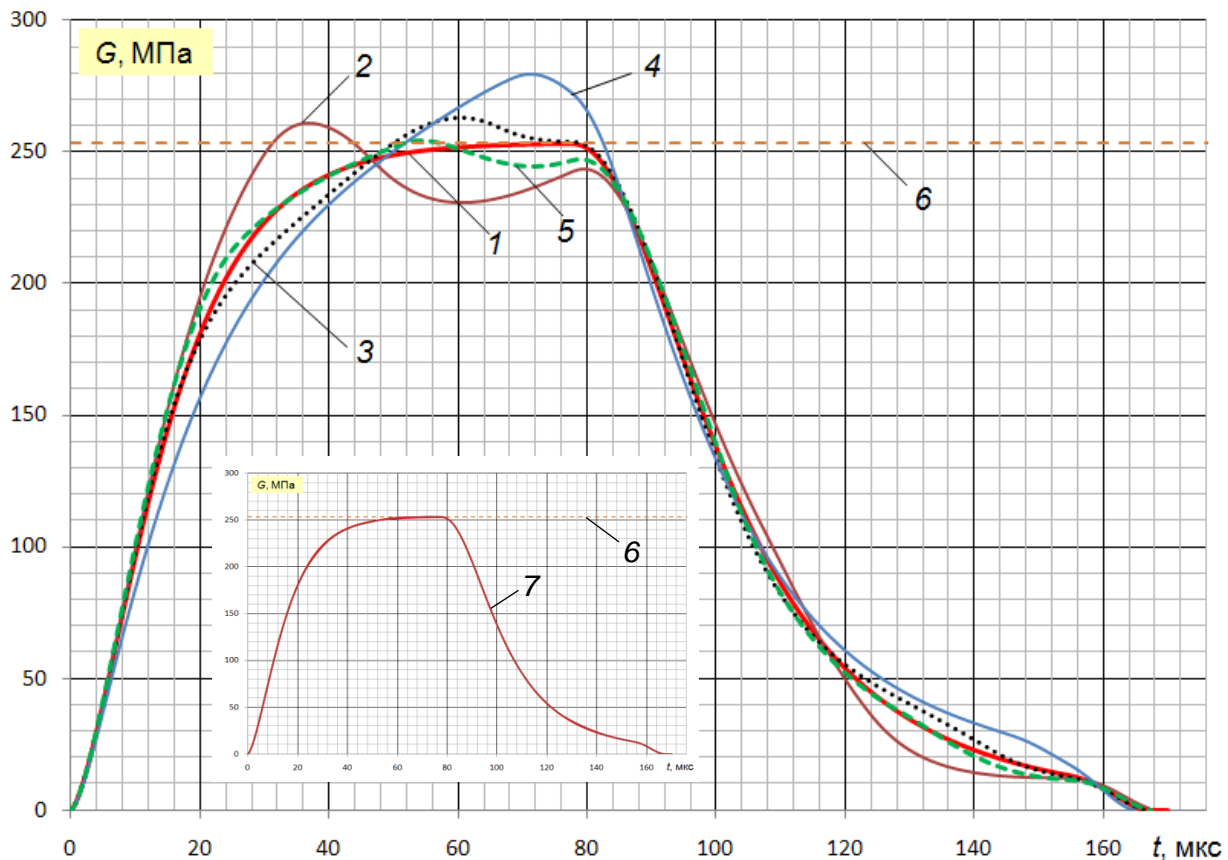


Рис. 11.4 – Ударный импульс в штанге при различной фазе собственных колебаний ударника φ : 1 – невозмущенный ударник; 2 – $\varphi = -\pi/2$; 3 – $\varphi = 0$; 4 – $\varphi = \pi/2$; 5 – $\varphi = \pi$; 6 – максимальный уровень напряжений по Сен-Венану; 7 – средний импульс (среднее арифметическое импульсов 2-5)

Итак, мы показали, что собственные колебания ударника приводят к изменению формы и амплитуды ударного импульса в соударяемой штанге. Эти изменения носят периодический характер и зависят от фазы колебаний в ударнике. Изложенное также позволяет нам полагать, что усреднение ординат ударных импульсов, соответствующих разным фазам собственных колебаний ударника, дает хорошее приближение к ударному импульсу от невозмущенного ударника, при условии равенства предударных скоростей.

Рассмотрим теперь влияние собственных колебаний ударника на работу реальных машин ударного действия. Для большинства таких машин (отбойных, рубильных, клепальных молотков, бетоноломов, перфораторов и др.) период собственных колебаний ударника τ не превышает 100...150 мкс, а период ударов машины (в установившемся режиме работы) составляет порядка 50 мс. Закон распределения периода ударов нормальный¹⁵⁰, а его дисперсия σ имеет порядок 10^{-3} с. Поскольку $\sigma \gg \tau$, фаза собственных колебаний ударника φ , накладывающихся на ударный импульс, носит случайный характер, и закон ее распределения можно считать равномерным.

Представим себе «идеальную ударную машину», которая всегда наносит удары по инструменту (штанге) с одинаковой скоростью v , и рассмотрим два случая: одиночный

¹⁴⁹Этот факт подчеркивает важный практический вывод, что при измерении энергии удара машины ударного действия, например тензометрическим методом по ГОСТ 55162, следует усреднять ударные импульсы, а не их амплитуды.

¹⁵⁰Этот факт подтвержден многократными испытаниями различных ударных машин в стендовых и натурных условиях.

(образцовый) удар по штанге и периодические удары с постоянной частотой (установившийся режим работы ударной машины).

В случае образцового удара ударный импульс, т.е. относительная деформация поперечного сечения штанги $\varepsilon(t)$, в каждый момент времени t однозначно определяется скоростью ударника v . При периодических ударах на эту деформацию накладываются собственные колебания ударника, поэтому во втором случае ударный импульс $\varepsilon'(t, n)$ можно представить в виде:

$$\varepsilon'(t, n) = \varepsilon(t) + g(t, n), \quad t \in [0, T], \quad g(0, n) = g(T, n) = 0^{151}, \quad (11.1)$$

где n – порядковый номер удара; $g(t, n)$ – функция возмущения ударного импульса, вызванная собственными колебаниями ударника.

Как было указано выше, в ударных машинах длительность ударного импульса T , как правило, на несколько порядков меньше периода между ударами, и любая фаза собственных колебаний ударника, приходящаяся на момент удара, равновероятна. При колебательном процессе в стоячей волне среднее по времени значение деформации в каждом сечении ударника равно нулю, значит, и математическое ожидание $M[g(t)]$ функции $g(t, n)$ в любой момент времени t также равно нулю:

$$M[g(t)] = \lim_{n \rightarrow \infty} \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{\infty} g(t, n) \right\} = 0. \quad (11.2)$$

Из соотношения (11.2) следует, что средний импульс относительной деформации при периодических ударах должен совпадать с ударным импульсом, получаемым при образцовом ударе:

$$M[\varepsilon'(t)] = \lim_{n \rightarrow \infty} \left\{ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{\infty} \varepsilon'(t, n) \right\} = M[\varepsilon(t)] + M[g(t)] = \varepsilon(t). \quad (11.3)$$

Соотношения (11.2) и (11.3) имеют экспериментальное подтверждение и используются при измерении энергии удара отбойных молотков методом по амплитуде ударного импульса [9, 50]. Как правило, для получения хорошего приближения к импульсу образцового удара достаточно иметь 50...100 импульсов ударной машины.

В качестве иллюстрации вышесказанного, в Этюде № 8 на рис. 8.6 показаны рабочие циклы серийного пневматического отбойного молотка МО-2Б производства АО «Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева». Молоток работал при номинальном давлении сжатого воздуха 0,5 МПа (энергия удара 39 Дж, частота ударов 22,5 с⁻¹). Циклы молотка представлены в виде синхронизированных по времени графиков давления сжатого воздуха, амплитуды ударного импульса и частоты ударов. Графики получены на современной тензометрической измерительной установке УИПУ-4М [50].

При анализе ударных импульсов выбрана область установившейся работы молотка, содержащая 100 последовательных циклов, выделенная желтым цветом. На рис. 8.6, б представлен средний и один из максимальных по амплитуде текущих импульсов молотка. Справа в условных единицах даны характеристики импульсов: текущие и средние значения амплитуды, количества движения (площади импульса) и энергии импульса (площади квадрата импульса).

При неизменном давлении сжатого воздуха и частоте ударов импульсы различаются: по амплитуде на 3,4 %¹⁵², по количеству движения – на 1,1 %, по энергии импульса – на 2,1 %. Эти различия вызваны влиянием собственных колебаний ударника.

Вернемся к формуле (11.1) и найдем математическое ожидание энергии ударного импульса $M[W']$ при установившемся режиме работы ударной машины

¹⁵¹Торцы ударника до удара свободны, поэтому напряжения на них и деформация отсутствуют.

¹⁵²Соответственно, разброс амплитуд ударных импульсов составляет около 7 %.

$$\begin{aligned} \mathbf{M}[W'] &= \mathbf{M} \left[aES \int_0^T \varepsilon'^2(t, n) dt \right] = \mathbf{M} \left[aES \int_0^T \{\varepsilon(t) + g(t, n)\}^2 dt \right] = \\ &= aES \int_0^T \varepsilon^2(t) dt + \mathbf{M} \left[2aES \int_0^T \varepsilon(t)g(t, n) dt \right] + \mathbf{M} \left[aES \int_0^T g^2(t, n) dt \right] > W, \end{aligned} \quad (11.4)$$

где W – энергия ударного импульса образцового удара.

Математическое ожидание произведения ударного импульса $\varepsilon(t)$ и функции возмущения ударного импульса $g(t, n)$ в силу соотношения (11.2) равно нулю. Из неравенства (11.4) следует, что в установившемся режиме работы машины средняя энергия ударных импульсов всегда больше энергии среднего импульса. Аналогичный результат получен в Этюде № 10 из предположения о подобии ударных импульсов.

Рассмотрим теперь законы сохранения количества движения и энергии при продольном ударе с учетом собственных колебаний ударника. (Формулы, приведенные далее, справедливы в предположении, что ударник и штанга выполнены из одинакового материала, штанга имеет постоянное поперечное сечение, и ударный импульс полностью укладывается по ее длине.)

При одиночном ударе невозмущенным ударником закон сохранения количества движения имеет вид:

$$mv = P + \rho \int_0^l v(x, T)F(x)dx, \quad P = ES \int_0^T \varepsilon(t)dt, \quad v_0 = \rho \int_0^l v(x, T)F(x)dx,$$

где m – масса ударника; ρ – плотность ударника; P – импульс силы удара или количество движения, заключенное в ударном импульсе; $\varepsilon(t)$ – относительная деформация, наблюдаемая в некотором сечении штанги (ударный импульс, регистрируемый тензодатчиком); $F(x)$ – площадь поперечного сечения ударника; S – площадь поперечного сечения штанги.

Уравнение сохранения количества движения в установившемся режиме работы ударной машины при соударении с возбужденным ударником запишется так:

$$\rho \int_0^l v(x, 0)F(x)dx = P + \rho \int_0^l v(x, T)F(x)dx. \quad (11.5)$$

Баланс энергии при ударе будем рассматривать в предположении, что энергетические потери на множественные явления, сопровождающие ударный процесс, пренебрежимо малы (не учитываем трение между ударником и корпусом машины, магнитострикцию, теплопроводность, излучение звука и т.п.).

При одиночном ударе баланс энергии определяется соотношением:

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{\rho}{2} \int_0^l v^2(x, T)F(x)dx + \frac{1}{2E} \int_0^l G^2(x, T)F(x)dx + W.$$

В установившемся режиме работы ударной машины закон сохранения энергии для каждого конкретного удара примет вид:

$$\frac{\rho}{2} \int_0^l v^2(x, 0)F(x)dx + \frac{1}{2E} \int_0^l G^2(x, 0)F(x)dx = \frac{\rho}{2} \int_0^l v^2(x, T)F(x)dx + \frac{1}{2E} \int_0^l G^2(x, T)F(x)dx + W, \quad (11.6)$$

где W – энергия ударного импульса, соответствующая данному конкретному удару.

Согласно расчетам (см. рис. 11.4 внизу) потенциальная энергия собственных колебаний ударника не превышает 1 % от энергии удара (энергии ударного импульса) и значительно ниже кинетической энергии отскока ударника. В этом случае вторыми слагаемыми в обеих частях формулы (11.6) можно пренебречь. Если также пренебречь неравномерностью распределения скорости по длине ударника, т.е. рассматривать ударник как недеформируемое тело массой m , то из равенств (11.5) и (11.6) получим систему уравнений (см. также Этюд № 10, формула (10.8)):

$$\begin{cases} mv_y = P - mv_0, \\ \frac{mv_y^2}{2} = \frac{mv_0^2}{2} + W, \end{cases}$$

где v_y – скорость ударника перед ударом (скорость его центра масс).

Решая эту систему уравнений, получаем

$$v_y = \frac{P}{2m} + \frac{W}{P}, \quad v_0 = \frac{P}{2m} - \frac{W}{P}. \quad (11.7)$$

Соотношение (11.7) можно рекомендовать для инженерных расчетов. В качестве примера определим скорости удара и отскока ударника для ударного импульса I , показанного на рис. 11.4 (импульс от невозмущенного ударника):

$$v_y = \frac{21,00}{2 \cdot 1,422} + \frac{106,44}{21,00} = 12,45 \text{ м/с},$$

$$v_0 = \frac{21,00}{2 \cdot 1,422} - \frac{106,44}{21,00} = 2,32 \text{ м/с}.$$

Скорость v_y отличается от принятой нами предударной скорости 12,5 м/с на 0,4 %, а скорость отскока ударника – на 2,0 % (см. Таблицу 11.1).

Итак, мы рассмотрели возникновение собственных колебаний ударника при его соударении со штангой и показали, что эти колебания оказывают существенное влияние на энергетические параметры машин ударного действия. В этом состояла цель и задача данного Этюда: обратить внимание на собственные колебания ударника как на явление, которое следует изучать.

Каков уровень собственных колебаний ударника для серийных ударных машин: отбойных молотков, бетоноломов, перфораторов, – как величина этих колебаний зависит от геометрии ударника и штанги, какова степень затухания колебаний в разных ударных машинах, и самое главное – как эти колебания влияют на производительность машины?

Мы не знаем ответов на эти вопросы...

В работах [50, 113] мы приветствовали переход от измерения кинетической энергии ударника перед ударом к измерению энергии ударного импульса в инструменте ударной машины. Надеемся, что такой переход будет способствовать новым исследованиям и поможет создать эффективные ударные системы с минимальными потерями энергии.

Вопросам исследования машин ударного действия и измерения энергии удара инженер Вадим Афанасьевич Кашаев посвятил более 50 лет. Он внес значительный вклад в развитие тензометрического метода регистрации ударных деформаций, в теорию вибрации и создание средств виброзащиты ручных ударных машин.

Работая в лаборатории удара и борьбы с шумом и вибрацией Института горного дела им. А. А. Скочинского, в 70-е годы В. А. Кашаев создал уникальную измерительную установ-

ку УИПУ (Установка для Измерения Параметров Удара) и разработал метод измерения энергии удара по амплитуде ударного импульса, регистрируемого в инструменте машины [9, 50].

Установка УИПУ испытала 4 модификации и прошла государственную метрологическую аттестацию. С 1980 года по 2001 год установка использовалась на Томском электромеханическом заводе им. В. В. Вахрушева для испытаний серийной продукции. С помощью установки УИПУ разработано и поставлено на производство более 20 моделей пневматических отбойных, рубильных и клепальных молотков с годовым объемом серийного производства более 200000 шт.

В 2001 г. под руководством В. А. Кашаева в ООО «УДАРМАШ» создан и внедрен на ТЭМЗ модернизированный компьютерный измерительный комплекс УИПУ-4М, который по точности и стабильности измерений энергетических параметров машин ударного действия на сегодняшний день превосходит мировые аналоги [15, 113]. Погрешность измерения энергии удара с помощью комплекса УИПУ-4М составляет менее 2,0 %.

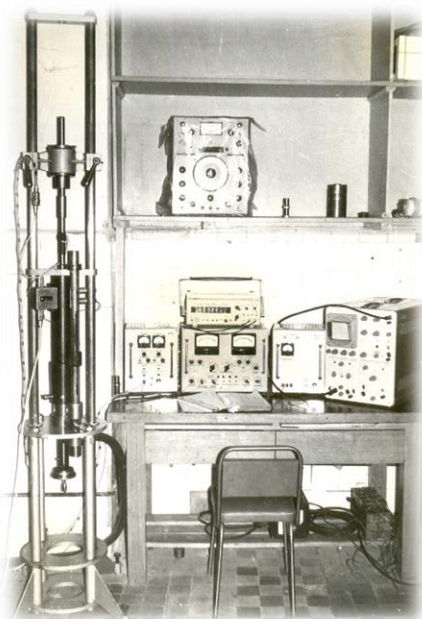
В. А. Кашаевым разработаны прецизионные помехозащищенные тензорезисторные измерительные преобразователи на базе рабочего инструмента ударных машин, нестабильность которых менее 0,15 %.

В. А. Кашаеву принадлежит честь открытия собственных колебаний ударника, а также открытие и исследование источника вибрации ударных машин «скачкообразное внедрение рабочего инструмента в разрушаемую горную породу» [3, 66], характерного для угля и материалов малой прочности.

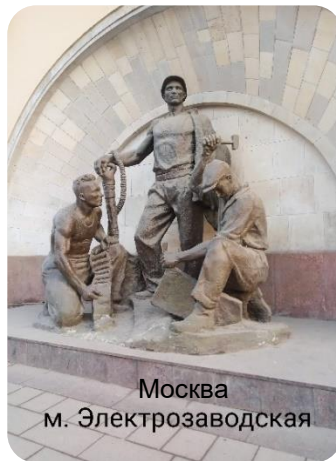
В 2014 г. вышел ГОСТ 55162 – 2012 «Оборудование горно-шахтное. Молотки отбойные пневматические. Требования безопасности и методы испытаний». В него вошли тензометрический метод измерения энергии удара и новые подходы к установлению вибрационных характеристик машин в зависимости от их силовых и энергетических параметров, разработанные под руководством В. А. Кашаева.

Во многом благодаря работам В.А. Кашаева в Институте горного дела им. А. А. Скочинского удалось выполнить фундаментальные исследования ударных процессов в стержневых системах [35, 97-100] и на их основе создать мощные пневматические молотки и бетоноломы со сниженной вибрацией и шумом, выпускаемые сегодня отечественной промышленностью [51] (АО «ТЭМЗ им. В. В. Вахрушева, ООО «ТоМаш»).

Память о талантливом ученом и выдающемся инженере Вадиме Афанасьевиче Кашаеве навсегда останется в сердцах «молотошников» – специалистов, занимающихся исследованиями и разработкой ручных машин ударного действия.



**Установка УИПУ-4, 1980 г.
ИГД им. А. А. Скочинского,
Лаборатория борьбы с шумом
и вибрацией**



ЭТЮД № 12

Образцовые удары. Закономерности. Погрешности. Примеры.

Статья опубликована в журнале «Вестник научно-технического развития» № 170 за 2023 г.

В последнее время возрос интерес к методам и средствам определения энергетических параметров машин ударного действия. Он связан с массовым применением в промышленности таких машин: электрических, пневматических и гидравлических отбойных молотков, бетоноломов, перфораторов, – а также с появлением современной тензометрической аппаратуры и методов испытаний, позволяющих с высокой точностью регистрировать ударные деформации в рабочем инструменте: пиках, зубилах, штангах [9, 50, 112].

Ранее для машин ударного действия традиционно определялась энергия единичного удара (ISO 2787, ГОСТ Р 55162) – кинетическая энергия бойка-ударника непосредственно перед соударением с рабочим инструментом.

Сегодня развиваются методы исследования и измерения энергии ударного импульса – энергии первой волны сжатия, возникающей в рабочем инструменте при ударе и распространяющейся по нему со скоростью звука к объекту разрушения [15, 99, 118-119].

Вопрос перехода к измерению энергии ударного импульса актуален, поскольку именно эта энергия передается объекту разрушения, и потому она более полно характеризует эффективность ударной машины¹⁵³.

В данной публикации пойдет речь об образцовых ударах, применяемых для определения коэффициента чувствительности измерительной системы [50], для ее проверки [15, 113] или градуировки [9]. В ней будут рассмотрены закономерности регистрации и формирования ударных импульсов пневматических отбойных молотков и бетоноломов, выпускаемых отечественной промышленностью, а также определены погрешности измерений.

Образцовые удары выполняются на специальных стендах [116]. В Этюде рассматривается градуировочный стенд по ГОСТ Р 55162, схема которого показана на рис. 12.1, а.

Удары выполняют следующим образом.

В вертикальную направляющую стенда 1 устанавливают ударник 2 и измерительную пилу 3 с тензодатчиками 4. Ударник разгоняется сжатым воздухом и при свободном полете соударяемым торцом перекрывает световые лучи 7, проходящие через диафрагмы 6 и отверстия в направляющей, формируя сигналы на фотодетекторах 8, по которым определяют время прохода контрольного участка пути B – базы измерения скорости.

¹⁵³ При этом не вся энергия ударного импульса расходуется на разрушение, но определить ее долю в общем случае не представляется возможным. Более полно эффективность ударной машины определяется ее производительностью по конкретным объектам обработки.

Рассмотрим эти процессы подробнее на рис. 12.1.

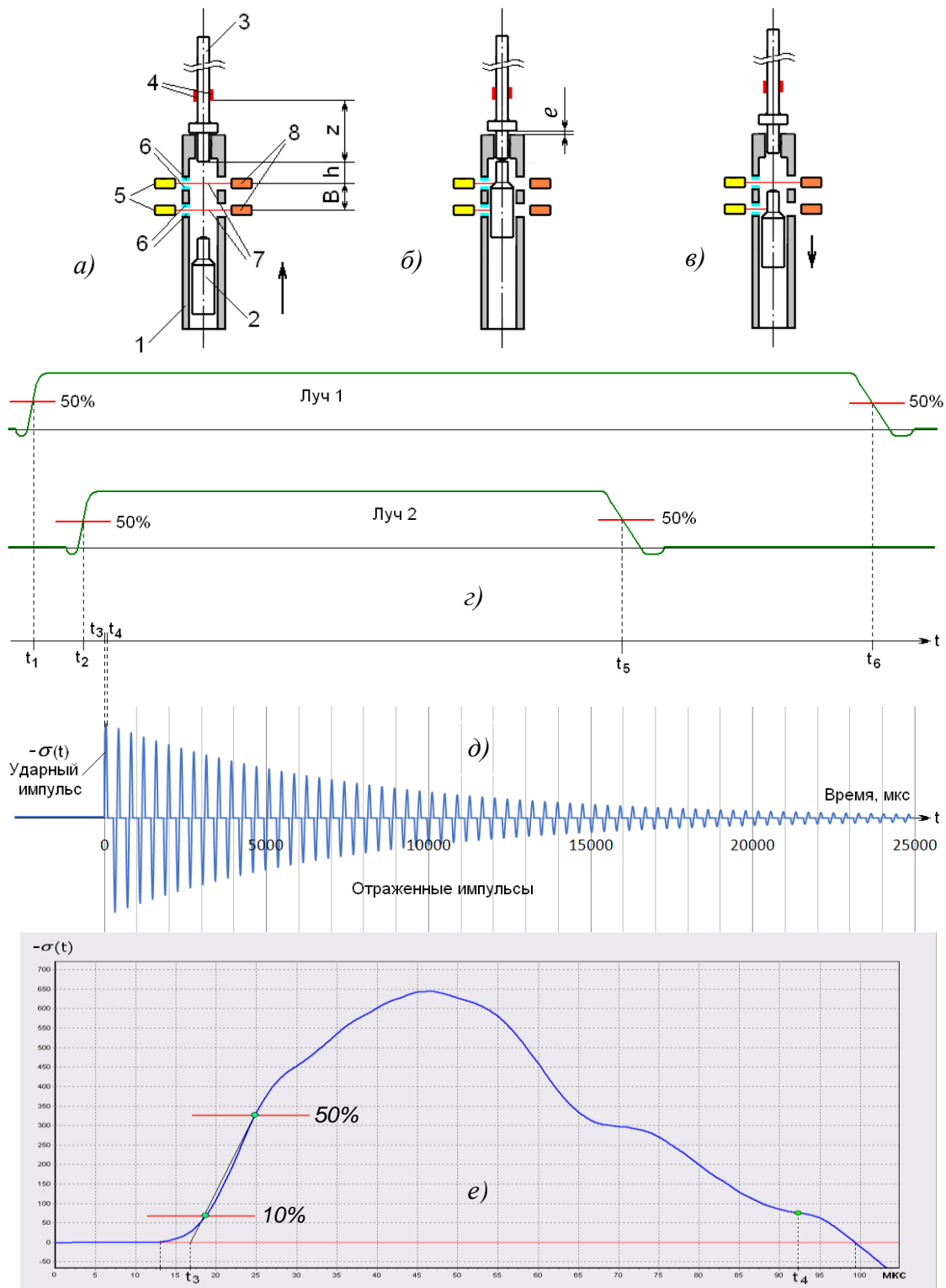


Рис. 12.1 – Схема градуировочного стенда и измерительные сигналы

а) измерение скорости удара; б) перемещение ударника за время контакта с пикой; в) измерение скорости отскока ударника; г) сигналы фотодетекторов и тензодатчиков; е) ударный импульс молотка МО-2М
 1 – вертикальная направляющая; 2 – ударник; 3 – измерительная пика; 4 – тензодатчики; 5 – световые излучатели; 6 – диафрагмы; 7 – световые лучи: 1 – нижний, 2 – верхний; 8 – фотодетекторы; стрелками показано направление движения ударника; t_1, t_2, t_5, t_6 – моменты времени пересечения лучей; t_3 – начало ударного импульса; t_4 – момент разрыва контакта ударника с пикой; $\sigma(t)$ – напряжения в измерительной пике (условные деления) в зависимости от времени t , ноль времени соответствует моменту касания ударника; z – расстояние от соударяемого торца пика до тензодатчиков; e – перемещение пика и ударника до отскока

После ускорения ударник, двигаясь вверх под действием силы тяжести, последовательно пересекает лучи 1 и 2 в моменты времени t_1 и t_2 (рис. 12.1, *a* и *з*). Пересечением луча считается 50 %-е снижение сигнала фотодетектора.

Достигая торца измерительной пики, ударник формирует в ней волну деформации – ударный импульс, распространяющийся со скоростью звука c . Тензодатчики начинают регистрировать ударные деформации в момент t_3 с задержкой $\Delta t_* = z/c$, равной времени прохождения волны от соударяемого торца пики до места расположения тензорезисторов на ее боковой поверхности (рис. 12.1, *a* и *д*).

Сформированный ударный импульс показан на рис. 12.1, *e*. Для примера взят импульс пневматического отбойного молотка МО-2М производства АО «Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева» (ТЭМЗ), полученный на установке УИПУ-4М [50] и измерительной пики длиной 340 мм (давление сжатого воздуха 0,5 МПа, энергия удара 40 Дж).

В процессе удара – от момента касания торцов t_3 до момента разрыва контакта t_4 – ударник и пика перемещаются вверх на некоторое расстояние e (рис. 12.1, *б*), после чего ударник отскакивает и далее продолжает движение вниз под действием силы тяжести. При этом он последовательно пересекает лучи 2 и 1 в моменты времени t_5 и t_6 (рис. 12.1, *в* и *з*).

Предударную скорость ударника v_y и скорость его отскока v_o получают расчетом:

$$v_y = \sqrt{\left\{ \frac{B}{\Delta t_{\uparrow}} - \frac{g\Delta t_{\uparrow}}{2} \right\}^2 - 2gh}, \quad v_o = \sqrt{\left\{ \frac{B}{\Delta t_{\downarrow}} - \frac{g\Delta t_{\downarrow}}{2} \right\}^2 - 2g(h+e)}, \quad (12.1)$$

где g – ускорение свободного падения; h – расстояние от верхнего луча до соударяемого торца пики; $\Delta t_{\uparrow} = t_2 - t_1$, $\Delta t_{\downarrow} = t_6 - t_5$.

Перемещение центра масс ударника за время контакта с пикой определяется по деформации тензодатчика $\varepsilon(t)$ соотношением: $e = c \int_{t_3}^{t_4} \varepsilon(t) dt$.

Если сигналы с фотодетекторов и измерительной пики регистрировать синхронно, например, используя три высокочастотных канала АЦП (~1 МГц), то расстояние h можно вычислить и оценить длительность контакта соударяемых деталей Δt_k :

$$h = \left(\frac{B}{\Delta t_{\uparrow}} - \frac{g\Delta t_{\uparrow}}{2} \right) \Delta t - \frac{g(\Delta t)^2}{2}, \quad \Delta t = (t_3 - \Delta t_*) - t_2, \quad \Delta t_k = t_5 - \frac{\frac{B}{\Delta t_{\downarrow}} - \frac{g\Delta t_{\downarrow}}{2} - v_o}{g}. \quad (12.2)$$

В работах [50, 113, 120] предложено использовать образцовые удары для аттестации измерительного преобразователя (пики, штанги) путем определения коэффициента пропорциональности γ между измеряемым электрическим напряжением $u(t)$ и деформацией тензодатчика: $\varepsilon(t) = \gamma u(t)$.

Преимущество этого метода состоит в применении закона сохранения количества движения при ударе, что позволяет выполнять сквозную калибровку измерительного тракта без использования значений коэффициента тензочувствительности тензорезисторов, напряжения их питания, коэффициента усиления тензоусилителя и коэффициента Пуассона.

Количество движения ударного импульса P , скорости удара и отскока ударника связаны соотношением:

$$P \equiv ES \int_0^T \xi(x, t) dt \cong ES \int_0^{T'} \varepsilon(t) dt = m(v_y + v_o), \quad \varepsilon(t) = \frac{1}{l} \int_0^l \xi(x, t) dx, \quad (12.3)$$

где E – модуль Юнга измерительной пики; S – площадь ее поперечного сечения в месте расположения тензодатчика; $\xi(x, t)$ – мгновенная деформация сечения тензодатчика с координатами x и t .

натой x ; m – масса ударника; T – длительность импульса; $T' = T + l/c$ – длительность импульса по тензодатчику, l – длина решетки тензодатчика; скорости ударника берутся по модулю (без знака).

Из (12.3) получаем

$$\gamma = \frac{m(v_y + v_0)}{ES \int_0^{T'} u(t) dt} \quad (12.4)$$

Энергия ударного импульса W , соответственно, равна:

$$W \equiv cES \int_0^T \xi^2(x, t) dt \cong cES \int_0^{T'} \varepsilon^2(t) dt = \gamma^2 cES \int_0^{T'} u^2(t) dt = \frac{m}{2} (v_y^2 - v_0^2) + U_y + Q, \quad (12.5)$$

здесь U_y – потенциальная энергия ударника в момент отскока от пика; Q – потери энергии на различные процессы, сопровождающие удар: трение, магнитострикцию, излучение звука.

Чем меньше длина решетки тензодатчика, тем ближе величина $\varepsilon(t)$ к мгновенной деформации измерительной пика, и тем точнее выполняются равенства (12.3) и (12.5).

Методика ЕРТА [15] регламентирует применение тензорезисторов с решеткой не более 6 мм. Для такого датчика в работе [120] выполнено сравнение ударных импульсов $\varepsilon(t)$ и $\xi(t)$ молотка МО-2Б ТЭМЗ при скорости соударения $v_y = 14,6$ м/с: погрешность амплитуды ударного импульса составила 0,04 %, погрешность энергии импульса – 0,00 %.

Поскольку потери Q малы по сравнению с энергией удара [102], из (12.5) получаем КПД ударной системы η

$$\eta = \frac{W}{A} = 1 - \lambda^2 - \frac{U_y}{A}, \quad (12.6)$$

где $\lambda = v_0/v_y$ – коэффициент отскока ударника.

Используя соотношения (12.5) и (12.6), рассмотрим, как изменяются параметры ударных импульсов современных пневматических отбойных молотков и бетоноломов (ТЭМЗ) при различных скоростях соударения.

Примем, что измерительная пика имеет диаметр $d = 24$ мм, длину $L = 1000$ мм (пика выбрана такой длины, чтобы отраженная волна не накладывалась на ударный импульс). Ударники и пика изготовлены из стали марки У8А: модуль упругости стали $E = 209$ ГПа, плотность $\rho = 7839$ кг/м³, коэффициент Пуассона 0,29, стержневая скорость звука $c = 5164$ м/с [105]. Соударяемый торец ударника (согласно чертежам) имеет радиус 105 мм, а торец пика плоский.

Будем рассматривать два варианта ударных взаимодействий: удар по пике постоянного поперечного сечения и удар по пике с буртом.

Выберем скорости удара v_y равными 5 м/с, 10 м/с и 15 м/с, которые охватывают весь диапазон упругого соударения, встречающийся на практике¹⁵⁴.

Вспользуемся моделью продольного удара [75], которая показала хорошее соответствие с результатами экспериментов.

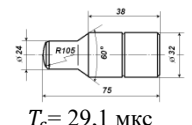
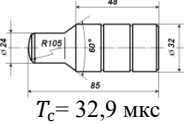
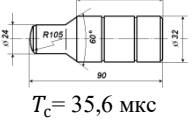
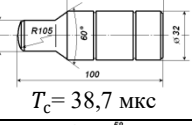
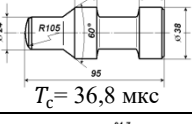
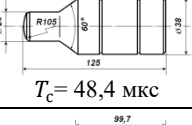
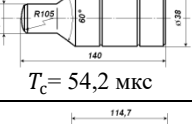
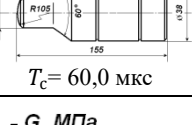
В таблице 12.1 приведены результаты расчетов (сетка 0,01 мкс × 0,1 мм).

Для справки в таблице указаны: L_y, d_y – длина и средний по длине диаметр ударника; $T_c = 2L_y/a$ – длительность удара по Сен-Венану, a – скорость звука в ударнике; t_m – время достижения максимума импульса; σ_{max} – максимальные напряжения в пике ($\sigma_{max} < 0$).

Из полученных данных следует, что с увеличением скорости соударения происходят следующие изменения:

¹⁵⁴ Лимитирует скорость соударения усталость металла: за рабочую смену (8 часов) молоток совершает более 500000 ударов.

Таблица 12.1 – Параметры ударных импульсов отбойных молотков и бетоноломов

Модель ударной машины, чертеж и параметры ударника	v_y , м/с	λ	t_m , мкс	T , мкс	$-\sigma_{max}$, МПа	A_y , Дж	W , Дж	U_y , Дж	η , %	
 $T_c = 29,1$ мкс	МО-1Б ¹⁵⁵ $m = 379$ г $d_y = 28,65$ мм $L_y = 75$ мм	5	0,299	37,5	109,2	96,0	4,74	4,31	0,000	90,9
	10	0,257	34,3	99,1	207,5	18,95	17,66	0,012	93,2	
	15	0,233	32,9	95,3	324,0	42,64	40,22	0,006	94,3	
 $T_c = 32,9$ мкс	МО-2Б $m = 439$ г $d_y = 28,96$ мм $L_y = 85$ мм	5	0,269	40,2	119,1	100,9	5,49	5,09	0,000	92,7
	10	0,229	37,2	109,0	217,0	21,95	20,79	0,017	94,7	
	15	0,206	36,0	104,9	337,3	49,39	47,24	0,010	95,7	
 $T_c = 35,6$ мкс	МО-3Б $m = 471$ г $d_y = 29,16$ мм $L_y = 90$ мм	5	0,255	41,6	123,9	103,2	5,89	5,49	0,001	93,3
	10	0,215	38,8	114,0	221,2	23,55	22,42	0,019	95,2	
	15	0,193	37,7	110,0	343,1	52,99	50,89	0,009	96,1	
 $T_c = 38,7$ мкс	МО-4Б $m = 534$ г $d_y = 29,45$ мм $L_y = 100$ мм	5	0,231	44,6	133,6	107,4	6,68	6,31	0,004	94,5
	10	0,192	42,1	124,2	228,6	26,70	25,66	0,021	96,1	
	15	0,171	41,0	120,2	352,8	60,08	58,18	0,009	96,9	
 $T_c = 36,8$ мкс	МО-9К $m = 469$ г $d_y = 28,32$ мм $L_y = 95$ мм	5	0,257	45,7	126,0	102,5	5,86	5,46	0,009	93,2
	10	0,217	43,3	113,9	214,4	23,45	22,28	0,010	95,0	
	15	0,195	42,3	108,8	327,4	52,76	50,58	0,117	95,9	
 $T_c = 48,4$ мкс	Б-1 $m = 919$ г $d_y = 34,56$ мм $L_y = 125$ мм	5	0,126	53,9	194,2	124,6	11,49	11,30	0,008	98,4
	10	0,095	51,4	185,6	262,6	45,95	45,51	0,019	99,0	
	15	0,079	50,5	183,0	403,5	103,39	102,66	0,024	99,3	
 $T_c = 54,2$ мкс	Б-2 $m = 1053$ г $d_y = 34,95$ мм $L_y = 140$ мм	5	0,105	58,6	217,6	129,0	13,16	13,01	0,011	98,8
	10	0,076	56,5	211,1	270,0	52,65	52,27	0,035	99,3	
	15	0,061	55,7	208,6	413,1	118,46	117,82	0,060	99,5	
 $T_c = 60,0$ мкс	Б-3 $m = 1186$ г $d_y = 35,25$ мм $L_y = 155$ мм	5	0,087	63,6	239,8	132,5	14,83	14,70	0,010	99,2
	10	0,061	61,7	236,0	275,2	59,30	59,01	0,050	99,5	
	15	0,048	61,1	234,8	419,2	133,43	132,93	0,138	99,6	

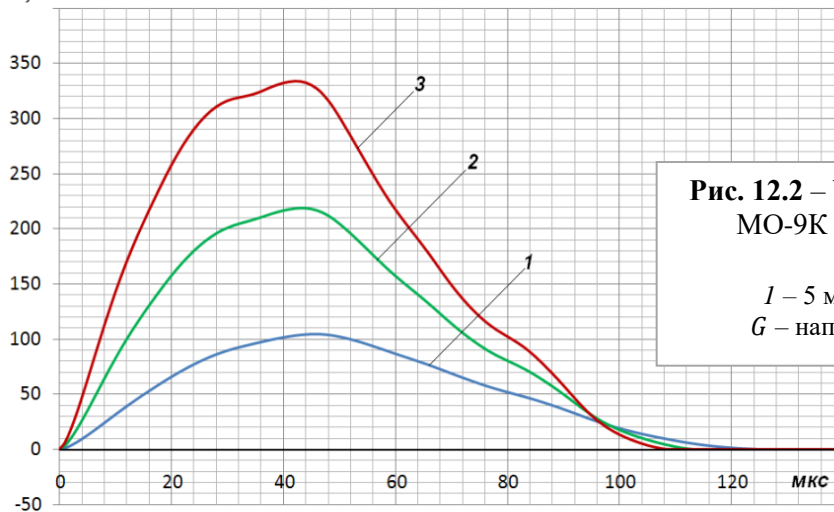
- G , МПа

Рис. 12.2 – Ударные импульсы молотка МО-9К при различной скорости соударения v_y :
 1 – 5 м/с; 2 – 10 м/с; 3 – 15 м/с;
 G – напряжения сжатия в штанге

¹⁵⁵Пневматические отбойные молотки МО-1Б ... МО-4Б, МО-9К и бетоноломы Б1 ... Б3 производства ТЭМЗ.

- уменьшается длительность ударного импульса T и длительность переднего фронта t_m ;
- амплитуда напряжения σ_{max} растет быстрее, чем скорость соударения (на 5...10 %);
- уменьшается коэффициент отскока ударника λ^{156} ;
- возрастает КПД передачи энергии η .

На рис. 12.2 показано, как в зависимости от скорости соударения v_y меняются ударные импульсы молотка МО-9К с «катушечным» ударником.

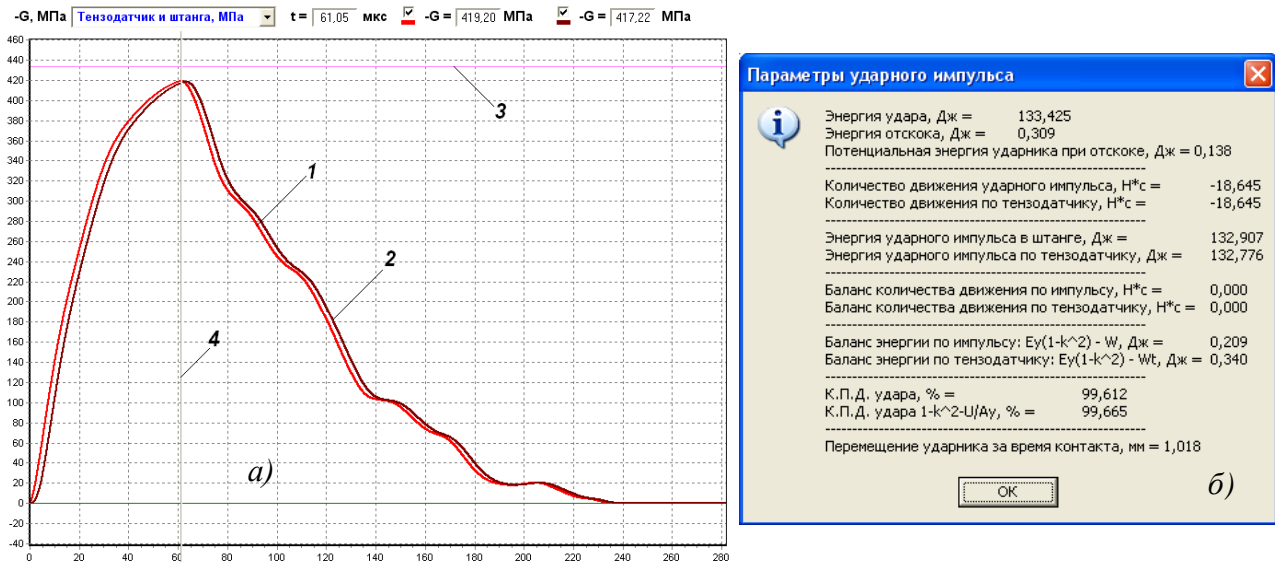


Рис. 12.3 – Ударный импульс бетонолома Б-3 (ТЭМЗ) при скорости соударения 15 м/с

а) зависимость напряжений от времени; б) расчетные параметры импульса

1 – напряжения в штанге; 2 – напряжения в штанге по тензодатчику с решеткой 25 мм; 3 – теоретический уровень напряжений при плоском ударе [2]; 4 – визир указывает значения времени и напряжений (вверху) при достижении максимума импульса

На рис. 12.3 представлен ударный импульс бетонолома Б-3 при скорости ударника 15 м/с.

Справа даны значения параметров, которые позволяют оценить погрешности усреднения (длина решетки тензодатчика 25 мм):

- погрешность амплитуды ударного импульса – $(1-418,32/419,20) \cdot 100 = 0,21 \%$;
- погрешность количества движения импульса – $0,00\%$;
- погрешность энергии ударного импульса – $(1-132,78/132,91) \cdot 100 = 0,10 \%$.

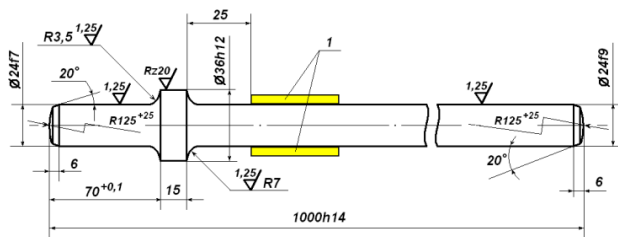


Рис. 12.4 – Измерительная пика с буртом
1 – тензорезисторы

До сих пор рассматривался удар по пике постоянного поперечного сечения. Но рабочий инструмент большинства ударных машин имеет бурт.

Проанализируем его влияние на ударный импульс.

¹⁵⁶ Скорость отскока рассчитывается как отношение количества движения ударника к его массе, т.е. как скорость центра масс. Она может не совпадать со значением, полученным исходя из кинетической энергии ударника. Причина несоответствия в том, что ударник возбужден, в нем наблюдается стоячая волна деформаций, и скорости сечений колеблются (в противофазе с напряжениями). С течением времени за счет внутреннего трения деформации затухают, и скорости сечений выравниваются.

Для расчетов выберем пикку, аналогичную ГОСТ Р 55162, которая показана на рис. 12.4. Соударяемый торец пикки также будем считать плоским.

В таблице 2 представлены результаты расчетов молотков и бетоноломов с такой пиккой. В дополнение в таблицу внесен параметр T_0 – время достижения первого нуля напряжений.

Таблица 12.2 – Параметры ударных импульсов при соударении с пиккой с буртом

Модель ударной машины	v_y , м/с	λ	T , мкс	T_0 , мкс [*]	t_m , мкс	$-\sigma_{max}$, МПа	A_y , Дж	W , Дж	U_y , Дж	η , %
МО-1Б	5	0,336	102,5	183,7	39,4	89,3	4,73	4,19	0,003	88,5
	10	0,300	94,2	159,8	32,3	191,2	18,95	17,20	0,005	90,8
	15	0,279	90,2	121,0	30,9	300,8	42,64	39,17	0,075	91,9
МО-2Б	5	0,300	111,0	190,0	43,2	95,1	5,49	4,99	0,003	91,0
	10	0,263	102,5	167,6	39,2	202,2	21,95	20,40	0,009	92,9
	15	0,242	98,2	164,0	37,7	313,2	49,39	46,37	0,118	93,9
МО-3Б	5	0,282	115,4	196,6	44,5	98,0	5,89	5,41	0,004	91,9
	10	0,246	106,7	170,1	41,5	208,4	23,55	22,07	0,013	93,7
	15	0,225	102,5	135,0	39,7	322,1	52,99	50,13	0,134	94,6
МО-4Б	5	0,251	124,4	172,8	47,5	103,5	6,68	6,25	0,003	93,6
	10	0,214	115,2	216,6	44,4	220,0	26,70	25,41	0,027	95,2
	15	0,193	111,1	172,4	43,2	340,3	60,08	57,63	0,152	95,9
МО-9К	5	0,283	116,4	185,4	48,1	99,0	5,86	5,38	0,000	91,8
	10	0,248	104,8	142,4	45,6	207,8	23,45	21,95	0,036	93,6
	15	0,230	98,9	139,8	44,6	318,7	52,76	49,85	0,039	94,5
Б-1	5	0,119	181,7	227,2	57,7	124,9	11,49	11,33	0,001	98,6
	10	0,083	174,6	224,5	53,3	262,9	45,95	45,62	0,034	99,3
	15	0,064	171,4	222,5	51,8	405,7	103,39	102,91	0,086	99,5
Б-2	5	0,092	204,0	248,1	60,5	131,6	13,16	13,04	0,004	99,1
	10	0,058	198,6	245,5	58,7	277,0	52,65	52,41	0,032	99,5
	15	0,041	197,6	243,8	57,6	425,3	118,46	118,10	0,081	99,7
Б-3	5	0,071	232,9	267,6	63,6	135,4	14,83	14,74	0,004	99,4
	10	0,041	233,0	264,7	61,4	285,0	59,30	59,14	0,030	99,7
	15	0,027	234,7	264,9	60,8	437,3	133,43	133,16	0,087	99,8

Из сравнения Таблицы 12.2 с Таблицей 12.1 следует, что наличие бурта у измерительной пикки приводит к следующим изменениям:

- сокращается длительность контакта ударника с пиккой;
- для ударников отбойных молотков МО-1Б ... МО-4Б и МО-9К ($d_y \sim 28...30$ мм) увеличивается коэффициент отскока и уменьшается КПД удара;
- для бетоноломных ударников Б-1...Б-3 с массивной поршневой частью ($d_y > 34$ мм) коэффициент отскока, наоборот, снижается, а КПД удара растет (но весьма незначительно).

Общая закономерность такова: чем длиннее ударник и массивнее его поршневая часть, тем менее длительность удара зависит от скорости соударения v_y . Для ударника бетонолома Б-3 длиной 155 мм длительность удара при скоростях 5 м/с и 15 м/с отличается всего на 0,2 %, а для ударника молотка МО-1Б длиной 75 мм – на 12,0 %.

Наличие у пикки бурта снижает амплитуду напряжений отбойных молотков, но увеличивает ее у бетоноломных ударников. Волна, отраженная от бурта, претерпевает повторное отражение от массивной поршневой части бетоноломного ударника, поднимая уровень напряжений сжатия, который у бетонолома Б-3 при $v_y = 15$ м/с даже превосходит теоретический максимум (+3,1 %), определяемый скоростью соударения и ударной жесткостью деталей [35]. Для более коротких ударников такой эффект не наблюдается, т.к. волна разгрузки «гасит» нарастание напряжений.

Низкий уровень потенциальной энергии ударника при отскоке от пикки, полученный расчетом во всем диапазоне реальных скоростей соударения для ударников различной массы и

геометрической формы, показывает, что в правой части соотношении (12.6) можно пренебречь последним слагаемым, тогда: $\eta \cong 1 - \lambda^2$ и $W \cong A_y(1 - \lambda^2)$. Погрешность не превышает 0,3 %.

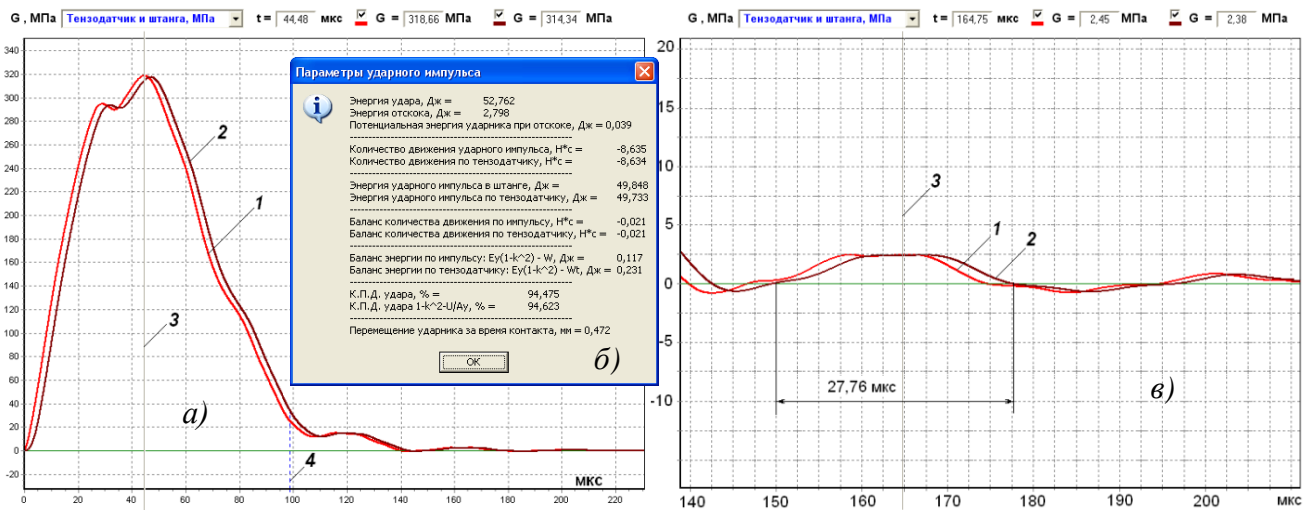


Рис. 12.5 – Ударный импульс молотка МО-9К при скорости соударения 15 м/с: удар по пику с буртом

- а) зависимость напряжений от времени; б) – расчетные параметры; в) «хвостовая» часть импульса
 1 – напряжения в измерительной пике; 2 – напряжения в пике по тензодатчику (решетка 25 мм);
 3 – визир: значения времени и напряжений даны вверху; 4 – момент разрыва контакта ударника с пикой

Для пики постоянного поперечного сечения длительность контакта соударяемых деталей совпадает с длительностью ударного импульса. Для пики с буртом ударный импульс не завершается при разрыве контакта ударника с пикой: $T_0 > T$. За счет отражения волны от бурта вслед за основной («головной») частью ударного импульса появляется длинный знакопеременный волновой процесс с убывающей амплитудой («хвост» импульса), показанный на рис. 5 на примере молотка МО-9К. При этом длительность контакта соударяемых деталей оказывается меньше длительности головной части ударного импульса (рис. 12.5, поз. 4).

Наличие бурта не только удлинняет ударный импульс, но и приводит к искажению его формы (ср. рис. 3), а также снижает его энергию. В данном соударении энергия импульса меньше на $100 \cdot (1 - 49,85/50,58) = 1,44$ %.

Соответственно, возникает вопрос: как выбирать время интегрирования для расчета количества движения, энергии ударного импульса и смещения ударника при соударении?

Законы сохранения импульса и энергии в системе «ударник-пика» выполняются для всей протяженности тел соударяемых деталей. При разрыве контакта часть пики от места расположения тензодатчика до торца хвостовика остается возбужденной. Поэтому для правильного расчета необходимо «дождаться», когда весь ударный импульс пройдет через тензодатчик. Теоретически этот процесс занимает бесконечное время. Поэтому для задачи калибровки измерительной системы важно установить, какой частью ударного процесса можно пренебречь, и какова при этом будет погрешность ограничения.

Полагаем, что, как и в случае пики без бурта, разумно ограничить интегрирование достижением первого нуля напряжений.

Площади полувольт, следующих за головной частью импульса и ограниченные соседними нулями, можно рассматривать как числовой знакопеременный ряд, в пределе достигающий нулевого значения [50]. Амплитуды полувольт убывают, их длительность примерно постоянна (определяется временем прохождения волны по хвостовику инструмента). Сумма такого ряда (по признаку Лейбница [104]) не превышает модуля первого отброшенного члена.

Оценим погрешность ограничения.

Пусть первая отброшенная полуволна ударного импульса имеет амплитуду σ_1 и длительность τ_1 . Исходя из рис. 12.5, в, имеем: $\sigma_1 = 2,45$ МПа, $\tau_1 = 27,76$ мкс (т.к. длина хвостовика

пики 70 мм, период колебаний равен $2 \cdot 70 \cdot 10^{-3} / 5164 = 27,11$ мкс). Площадь этой полуволны меньше площади прямоугольника высотой σ_1 и длительностью τ_1 , которая равна:

$$ES \frac{\sigma_1}{E} \tau_1 = S \sigma_1 \tau_1 = 4,52 \cdot 10^{-4} \cdot 2,45 \cdot 980665 \cdot 27,76 \cdot 10^{-6} = 0,030 \text{ (Н} \cdot \text{с)}.$$

По сравнению с количеством движения, заключенным в импульсе от его начала до первого нуля (рис. 12.5, а), погрешность ограничения составит $\delta_{огр} = 100 \cdot 0,030 / 8,635 = 0,35$ %.

Энергия ударного импульса W пропорциональна площади квадрата деформации (формула 12.5). Ряд из энергий полуволн, расположенных в «хвосте» импульса, состоит из убывающих положительных членов; он сходится, т.к. энергия конечна.

Можно доказывать, что этот ряд мажорируется геометрической прогрессией со знаменателем, равным квадрату произведения коэффициентов отражения и прохождения волны через борт измерительной пики.

Но это нецелесообразно по следующим причинам:

- ударная машина предназначена для разрушения прочных материалов, и напряжения ниже некоторого уровня – в данном случае менее 1 % от амплитуды ударного импульса – находятся в зоне упругости большинства материалов и не разрушают их;
- напряжения растяжения в «хвосте» импульса также «не способны» выполнять полезную работу разрушения;
- для целей аттестации измерительной пики [50, 120] всегда можно подобрать ударник с такой геометрией, чтобы ошибка ограничения была минимальной.

Поэтому при расчете энергии ударного импульса, как и при расчете количества движения, достаточно производить интегрирование только до первого нуля напряжений¹⁵⁷.

Методика ЕРТА [15] регламентирует продлевать интегрирование вплоть до прихода отраженной волны. Таким образом, она неоправданно завышает величину энергии ударного импульса, включая в нее участки волнового процесса, неспособные выполнять полезную работу ударной машины [113].

Дадим оценку погрешности коэффициента γ при выполнении образцового удара ударником молотка МО-9К (см. рис. 12.5) на градуировочном стенде установки УИПУ-4М при скорости соударения $v_y = 15$ м/с.

Технические характеристики стенда и измерительной аппаратуры [50]:

- база измерения скорости $B = 45,00$ мм;
- ширина диафрагмы (см. рис. 1) $b = 0,06$ мм;
- частота выборки по времени $\Delta t = 1$ мкс;
- нестабильность коэффициента усиления: $\delta_{к\gamma} < 0,1$ % [4];
- нестабильность измерительной пики: $\delta_{п} < 0,15$ % [1];
- разрядность АЦП – 12 бит [15].

Вычислим интервал времени Δt от момента пересечения ударником верхнего луча до момента начала регистрации ударного импульса тензодатчиком (см. рис. 12.1, з).

$$\Delta t \cong h/v_y + z/c = 10^{-2}/15 + 110 \cdot 10^{-3}/5164 = 6,88 \cdot 10^{-4} \text{ с}.$$

Примем неопределенность нахождения начала ударного импульса по предложенной методике 10% – 50% от амплитуды импульса $\sim 3 \cdot 10^{-6}$ с (см. рис. 12.1, е).

Тогда погрешность измерения интервала времени $[t_2, t_3]$ составит:

$$\delta_{t_2 t_3} = 100 \cdot (2+3) \cdot 10^{-6} / \Delta t = 0,78 \text{ \%}.$$

Погрешности величин, входящих в формулы (1)-(5), внесены в Таблицу 12.3.

¹⁵⁷ Мы рассматриваем одиночные удары. При работе ряда машин возникают или специально создаются повторные соударения ударника с пикой; в этом случае они также должны учитываться при интегрировании.

Таблица 12.3 – Погрешности исходных данных

Наименование погрешности	Обозначение	Формула	Значение, %
Погрешность модуля Юнга E	δ_E	$100 \cdot 0,5 \cdot 10^9 / E$	0,24
Погрешность скорости звука c	δ_c	$0,5 \cdot \delta_E$	0,12
Погрешность площади пика S	δ_S	$100 \cdot 2 \cdot 10^{-5} / d$	0,07
Погрешность базы измерения B	δ_B	$100 \cdot b / B$	0,13
Погрешность измерения времени $\Delta t_{\uparrow} = 3,00$ мс	$\delta_{\Delta t_{\uparrow}}$	$100 \cdot 10^{-6} / 3 \cdot 10^{-3}$	0,03
Погрешность измерения времени $\Delta t_{\downarrow} = B / (\lambda v_y) = 13,04$ мс	$\delta_{\Delta t_{\downarrow}}$	$100 \cdot 10^{-6} / (\lambda v_y)$	0,00
Погрешность измерения расстояния h	δ_h	$100 \cdot b / (2h)$	0,30
Погрешность измерения расстояния $z = 110$ мм	δ_z	$100 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} / z$	0,45

Погрешность определения времени Δt :

$$\delta_{\Delta t} = \sqrt{\delta_{t_2 t_3}^2 + \delta_z^2 + \left[\frac{z \delta_c}{c \Delta t} \right]^2} = 0,90 \%$$

Соответственно, погрешность расчета расстояния h по формуле (1) составит:

$$\delta_h = \sqrt{\left[\frac{\partial h}{\partial B} \frac{B}{h} \delta_B \right]^2 + \left[\frac{\partial h}{\partial \Delta t_{\uparrow}} \frac{\Delta t_{\uparrow}}{h} \delta_{\Delta t_{\uparrow}} \right]^2 + \left[\frac{\partial h}{\partial \Delta t} \frac{\Delta t}{h} \delta_{\Delta t} \right]^2} = \sqrt{\delta_B^2 + \left[\frac{v_y \Delta t}{h} \right]^2 (\delta_{\Delta t_{\uparrow}}^2 + \delta_{\Delta t}^2)} = 0,88 \%$$

Погрешность измерения предупредной скорости v_y

$$\delta_{v_y} = \sqrt{\delta_B^2 + \left(\frac{gh}{v_y^2} \right)^2 \delta_h^2} = 0,13 \%$$

Погрешность длительности ударного импульса δ_T не учитываем, т.к. $\frac{\partial}{\partial T} \int_0^{T_0} u(t) dt = u(T_0) = 0$.

Погрешности измерения массы ударника m и плотности ρ , как и погрешность оцифровки сигнала с помощью АЦП и его суммирования, пренебрежимо малы – порядка 0,01 %.

Перемещение ударника за время контакта с пикой $e = 0,472$ мм (рис. 5, б), скорость отскока $v_0 = 0,23 \cdot 15 = 3,45$ м/с. Поскольку $B^2 \ll (2v_0^2/g)^2$, перемещением ударника можно пренебречь и считать, что $\delta_{v_0} = \delta_{v_y} = 0,13$ %.

Тогда погрешность коэффициента чувствительности измерительного тракта δ_Y согласно (6) будет равна:

$$\delta_Y = \sqrt{4\delta_{v_y}^2 + \delta_E^2 + \delta_S^2 + \delta_{\Pi}^2 + \delta_{кy}^2} = 0,40 \%$$

Если для образцового удара использовать пикку с буртом (рис. 12.5), то с учетом поправки на систематическую погрешность ограничения [13], погрешность составит $\delta_Y = 0,40 + 0,35 = 0,75$ %.

Измеряемая энергия ударного импульса – от начала импульса до первого нуля напряжения – вычисляется по формуле (12.5). Ее погрешность δ_W можно оценить как

$$\delta_W = \sqrt{4\delta_Y^2 + \delta_c^2 + \delta_E^2 + \delta_S^2 + 4\delta_{\Pi}^2 + 4\delta_{кy}^2} = 1,57 \%$$

Подведем итоги.

Предложен вариант регистрации образцовых ударов на градуировочном стенде с синхронной записью во времени сигналов с фотодетекторов и измерительной пикой, позволяющий более точно рассчитывать скорость ударника перед ударом и скорость его отскока, а также оценивать время контакта ударника с пикой.

Получены параметры ударных импульсов отечественных отбойных молотков и бетоноломов в диапазоне скоростей соударения 5...15 м/с.

Проведенные расчеты образцовых ударов для этих машин показывают:

- с увеличением скорости соударения уменьшается длительность ударного импульса и скорость отскока ударника, увеличивается КПД передачи удара;
- наличие бурта у измерительной пикой за счет отражения от него приводит к возникновению низкоамплитудного знакопеременного волнового процесса, следующего за головной частью импульса;
- при расчете количества движения и энергии ударного импульса достаточно проинтегрировать волновой процесс от его начала до первого нулевого значения регистрируемых напряжений;
- калибровка измерительной системы с использованием закона сохранения количества движения позволяет аттестовать измерительный преобразователь (пикку, штангу) с погрешностью порядка 0,8 %;
- с использованием аттестованного измерительного преобразователя можно измерять энергию ударного импульса с погрешностью 1,6 % (без учета разброса экспериментальных данных, определяемого работой самой ударной машины);
- уменьшить погрешности измерений возможно за счет более точного определения модуля упругости или скорости звука в измерительном преобразователе.



**Молотки и бетоноломы Atlas Copco (слева направо):
TEX 09PS, Cobra PRO (бензиновый), RTEX, TEX 10PS, TEX 230PE**



Московская область, городской округ Воскресенск,
Рабочий поселок Фосфоритный

ЭТЮД № 13

О возможности определения энергии ударного импульса методом индикаторных диаграмм

Статья опубликована в журнале «Вестник научно-технического развития» № 173 за 2024 г.

В этом Этюде пойдет речь об измерении энергетических параметров машин ударного действия – отбойных молотков, бетоноломов, перфораторов. В частности, об энергии ударного импульса – энергии первой волны сжатия, возникающей в рабочем инструменте машины при ударе по нему бойка-ударника и распространяющейся к объекту разрушения со скоростью звука [35, 73].

Данной теме посвящен ряд работ [15, 27, 50, 75, 112-113, 117, 119, 120], обобщающих отечественный и зарубежный опыт разработки измерительной аппаратуры и исследования волновых процессов при механическом ударе.

Напомним, что энергию ударного импульса W измеряют тензометрическим методом [9, 15, 50], регистрируя ударные деформации в инструменте в зависимости от времени t , и определяют расчетом согласно соотношению:

$$W = cES \int_0^T \varepsilon^2(t) dt, \quad (13.1)$$

где c , E , S – соответственно скорость звука, модуль упругости и площадь поперечного сечения измерительной пика (штанги); T – длительность ударного импульса; ε – относительная деформация тензодатчика.

Мы предлагаем альтернативный способ: определение энергии ударного импульса без тензометрирования. В обоснование этого способа нам помогут исследования ударных процессов [27, 35, 115, 120] и расчеты соударений на модели [75].

Обратимся к отечественной истории развития тензометрического метода.

В 1980 г. установка УИПУ-4, разработанная инженером В. А. Кашаевым в Институте горного дела им. А. А. Скочинского, прошла государственную метрологическую аттестацию¹⁵⁸ и была внедрена на Томском электромеханическом заводе им. В. В. Вахрушева (АО ТЭМЗ). Установка предназначалась для измерения кинетической энергии бойка ударной

¹⁵⁸ Подтверждены: погрешность измерительной аппаратуры 2,5 % и погрешность измерений (метода) 5,0 %.

машины перед его соударением с инструментом, в сложившейся терминологии – энергии единичного удара [9, 120]. Установка применялась для пневматических молотков: отбойных, рубильных и клепальных¹⁵⁹ – и в ней использовался метод измерения по амплитуде ударных деформаций (амплитуде ударного импульса)¹⁶⁰.

В ходе дальнейших работ было обнаружено явление незатухания собственных колебаний ударника: стоячая волна в возбужденном ударнике, возникшая в нем после отскока от инструмента, при последующем соударении накладывается на новый ударный импульс, изменяет его амплитуду и приводит к погрешности измерений ~10 % [50, 115].

Исследования показали, что эту погрешность можно считать систематической и практически полностью исключить. Для этого достаточно усреднить ординаты 20...50 следующих друг за другом ударных импульсов (в соответственные моменты времени, считая от их начала импульса), и тогда результирующий импульс будет аналогичен получаемому при образцовом ударе на градуировочном стенде (при той же скорости соударения ударника с измерительной пикой). Такое усреднение впервые было применено в компьютерной версии установки УИПУ-4М (2001 г.)¹⁶¹.

В работе [115] показано, что если возбужденный ударник наносит удары по пике с постоянной скоростью, но в различной фазе собственных колебаний, то усредненный импульс полностью совпадает с импульсом при градуировке (импульсом невозбужденного ударника).

Основываясь на этих закономерностях, перейдем к изложению предлагаемого способа определения энергии ударного импульса.

Пусть ударная машина (отбойный, молоток, бетонолом, перфоратор) работает в установившемся периодическом режиме.

Метод измерения по амплитуде деформаций предполагает совпадение ударных импульсов – среднего, регистрируемого при работе ударной машины, и получаемого при образцовом ударе на градуировочном стенде [9, 50, 120].

Отсюда следует, что для среднего и градуировочного импульсов совпадают: скорости удара v_y , количество движения и скорости отскока ударника v_0 ¹⁶², а также энергия ударного импульса W (см. формулу 13.1).

Тогда можно записать:

закон сохранения энергии при образцовом ударе (градуировке)

$$\frac{mv_y^2}{2} = \frac{mv_0^2}{2} + W + U_{yT}^+$$

и закон сохранения энергии для усредненного импульса¹⁶³

$$\frac{mv_y^2}{2} + U_y^- = \frac{mv_0^2}{2} + W + U_y^+,$$

где m – масса ударника; U_{yT}^+ – потенциальная энергия собственных колебаний ударника при образцовом ударе; U_y^- , U_y^+ – средние значения потенциальной энергии собственных колебаний ударника в установившемся режиме машины до и после удара соответственно.

$$\text{Следовательно, } U_{yT}^+ = U_y^+ - U_y^-.$$

¹⁵⁹ С помощью установки УИПУ-4М разработано более 20 модификаций пневматических молотков. Модификация установки работает на АО «ТЭМЗ» и в ООО «УДАРМАШ» по настоящее время.

¹⁶⁰ См. также ГОСТ Р 55162.

¹⁶¹ До компьютерной версии усреднялась только амплитуда (максимальное значение) импульса.

¹⁶² Рассматривается скорость центра масс ударника

¹⁶³ Прочими потерями энергии, связанными с магнитострикцией, трением, излучением звука, в силу их малости по сравнению с энергией удара, пренебрегаем.

Поскольку потенциальная энергия собственных колебаний зависит от их фазы, то величина $U_{\text{уг}}^+$ должна оцениваться по максимальному значению. Расчеты показывают, что для современных пневматических отбойных молотков и бетоноломов максимум собственных колебаний ударников не превышает 0,5 % от энергии ударного импульса [27].

Таким образом, с указанной точностью можно положить

$$W = \frac{m}{2} [v_y^2 - v_o^2]. \quad (13.2)$$

В диссертации [117] приведены результаты образцовых ударов при проверке измерительной системы согласно Методике ЕРТА [15] для электроперфораторов с энергией ударного импульса порядка 2 Дж. В ней показано, что среднее значение энергий, определенных по формулам (13.1) и (13.2), отличается не более чем на 0,3 % и 3,0 %¹⁶⁴ в зависимости от применяемых измерительных штанг¹⁶⁵.

Но скорость удара и скорость отскока не обязательно определять при образцовом ударе: их можно рассчитать, используя метод индикаторных диаграмм – наиболее отработанный и широко используемый метод определения энергетических параметров машин ударного действия [2, 12] (см. также Этюд № 2).

Рассмотрим работу отбойного молотка МО-2М производства АО ТЭМЗ на стенде по ГОСТ Р 55162 при давлении сжатого воздуха 0,4 МПа и усилии нажатия 250 Н. Экспериментальная индикаторная диаграмма давлений в его рабочих камерах представлена в Этюде № 2 на рис. 2.2.

Скорость удара v_y и скорость отскока ударника v_o определяются по индикаторной диаграмме согласно следующим соотношениям:

$$v_y = \frac{\Delta}{t_{\text{ц}}} + \frac{1}{2} g t_{\text{ц}} \cos \alpha + \frac{1}{m t_{\text{ц}}} \int_0^{t_{\text{ц}}} F(t) t dt, \quad v_o = g t_{\text{ц}} \cos \alpha + \frac{1}{m} \int_0^{t_{\text{ц}}} F(t) dt,$$

где $\Delta = 0,93$ мм – глубина внедрения пики за удар; $t_{\text{ц}} = 51,6$ мс – длительность рабочего цикла молотка; g – ускорение свободного падения; $\alpha = 0$ – угол между осью движения ударника и вертикалью; $m = 0,432$ кг – масса ударника; t – время цикла, отсчитываемое от момента удара; $F(t) = (P_2 - P_1) S_y$ – пневматическая сила, действующая на ударник; P_1, P_2 – давления в камере холостого и прямого хода соответственно; $S_y = 4,52 \cdot 10^{-4}$ м² – площадь поперечного сечения поршневой части ударника (диаметр 32 мм).

Расчетные параметры молотка, полученные методом индикаторных диаграмм, составляют: энергия удара 29,72 Дж, скорость удара $v_y = 11,73$ м/с, скорость отскока $v_o = 2,93$ м/с, коэффициент отскока $v_o/v_y = 0,25$.

Согласно формуле (13.2) энергия ударного импульса равна:

$$W = 0,432 \cdot (11,73^2 - 2,93^2)/2 = 27,86 \text{ Дж.}$$

На рис. 13.1, a представлен расчетный ударный импульс молотка МО-2М, полученный на модели [75]¹⁶⁶ также при скорости соударения 11,73 м/с.

¹⁶⁴ Требование Методики ЕРТА к верификации ударной системы: расхождение должно быть не более 5 %.

¹⁶⁵ Штанга SDS PLUS длиной 600 мм и диаметром 10 мм, сталь ANSI 8630, масса металлического ударника 72 г. Скорость соударения 8 м/с, коэффициент отскока 1,3. К сожалению, в работе не указаны геометрические размеры, марка стали и твердость ударника.

¹⁶⁶ Расчетная сетка 0,05 мм × 0,005 мкс.

В расчете использована измерительная пика аналогичная ГОСТ Р 55162 длиной 1000 мм¹⁶⁷, показанная на рис 13.1, г.

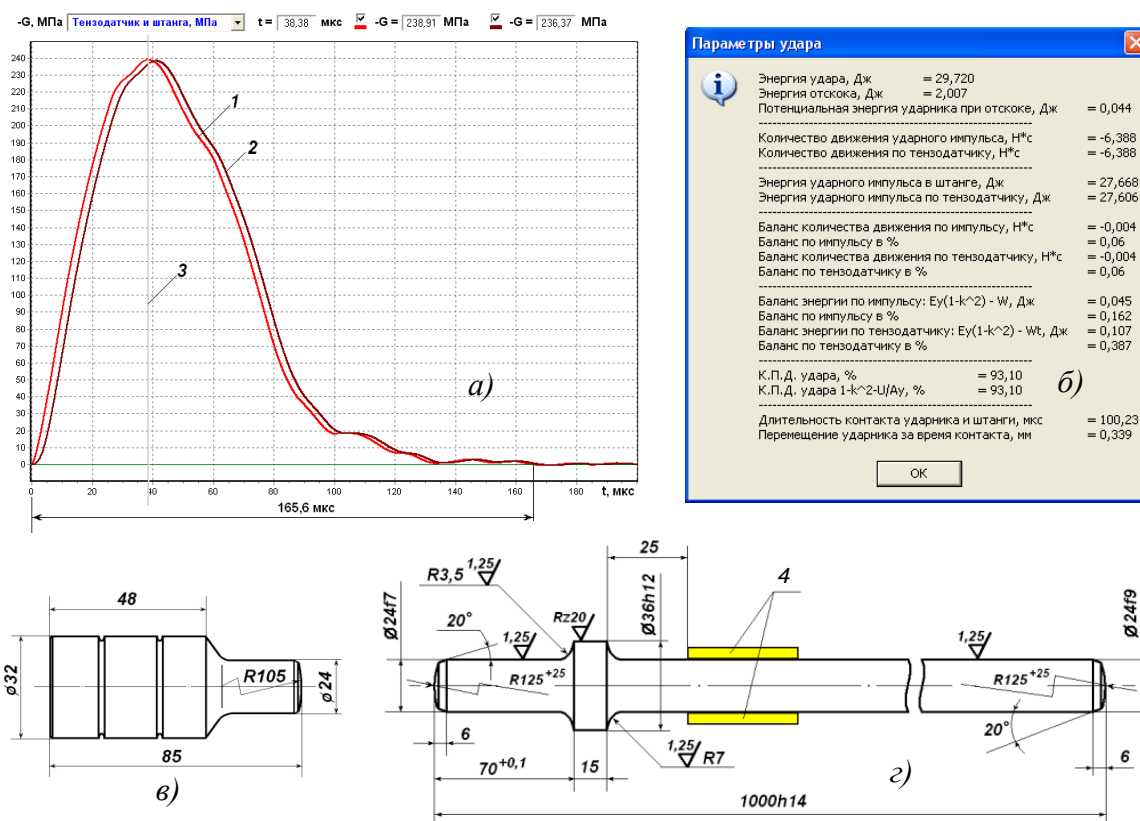


Рис. 13.1 – Ударные импульсы и ударная система молотка МО-2М АО «ТЭМЗ»
 а) ударные импульсы при $v_y = 11,73$ м/с; б) параметры удара; в) ударник; г) измерительная пика
 1, 2 – напряжения в измерительной пике и напряжения в пике по тензодатчику (решетка 25 мм);
 3 – визир указывает значения времени и напряжений (вверху) при амплитуде импульса; 4 – тензодатчики

Стандартная пика длиной 340 мм не позволяет «увидеть» ударный импульс полностью из-за наложения на него отраженной волны (согласно Методике ЕРТА длина пика/штанги должна исключать такое наложение).

Справа на рис. 13.1, б показаны расчетные параметры удара: энергия ударного импульса составила 27,67 Дж¹⁶⁸, коэффициент отскока ударника 0,26, максимум потенциальной энергии собственных колебаний ударника 0,044 Дж (0,15 % от энергии удара).

По сравнению с расчетным значением, энергия ударного импульса, полученная методом индикаторных диаграмм, отличается менее чем на 1 %:

$$100 \cdot (1 - 27,86 / 27,67) = -0,67 \%$$

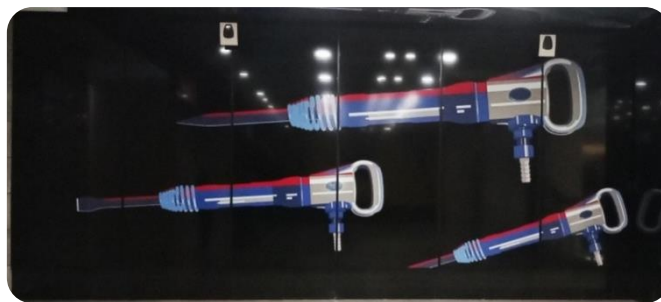
Итак, на примере отбойного молотка второго типоразмера МО-2М нами продемонстрирована возможность определения энергии ударного импульса с использованием метода индикаторных диаграмм без тензометрирования напряжений в рабочем инструменте ударной машины.

Конечно, здесь рассмотрен лишь частный случай: необходимы исследования применимости данного способа к различным машинам ударного действия: пневматическим, гидравлическим, электрическим – с анализом потерь энергии на сопутствующие удару процессы и определением погрешностей измерений.

Надеемся, что эта задача найдет своих исследователей.

¹⁶⁷ Марка стали ударника и пика У8А, твердость 55...59 HRC, и 59...62 HRC, соответственно, модуль Юнга 209 ГПа, плотность 7839 кг/м³, стержневая скорость звука 5164 м/с.

¹⁶⁸ Значение рассчитано от начала импульса до первого нуля напряжений согласно рекомендации [120].



Москва. Метро Сокольники, Большая кольцевая линия

ЭТЮД № 14

О коэффициенте полезного действия и энергетических параметрах отбойного молотка

Статья опубликована в журнале «Компрессорная техника и пневматика» № 4 за 2023 г.

Пневматические отбойные молотки широко используются в угольной и горнорудной промышленности, строительстве и дорожных работах. Общий объем молотков, выпускаемых и ввозимых в РФ, составляет около 60000 единиц в год, эксплуатируется этих машин в два раза больше.

Отбойные молотки подразделяются на 4-х типоразмера, энергия единичного удара которых составляет соответственно: 31, 39, 44 и 55 Дж (см. также Этюд № 1).

Молотки являются ручными машинами, их эффективность зависит от условий применения: разрушаемого материала, давления сжатого воздуха, положения машины в пространстве, силовых и импедансных характеристик оператора.

Данные о коэффициенте полезного действия отбойного молотка в литературе разнятся [2, 121-123]: от 9 % до 34 %. Разброс, по нашему мнению, связан с рядом причин:

Во-первых, процессы, протекающие в камерах молотка, не представляют собой замкнутый термодинамический цикл, поскольку в них участвует переменное количество газа. Такой цикл не является обратимым, и к нему нельзя применить теорему Карно о КПД тепловых двигателей.

Во-вторых, энергия, подводимая к молотку, зависит от выбора точки пневматической сети, относительно которой определяется КПД ударной машины.

Для решения вопроса о величине КПД отбойного молотка предлагается применение эксергетического метода термодинамического анализа и методов регистрации ударных процессов в рабочем инструменте машины, активно развивающихся в настоящее время [15, 50, 112, 117-119].

Коэффициент полезного действия механизма есть отношение полезной работы к подведенной к механизму энергии. Применительно к пневматическим отбойным молоткам здесь имеются два вопроса: **что считать полезной работой?** и **какова величина подведенной энергии?**

Для оценки полезной работы молотка выбирают следующие величины: энергию удара [1, 2, 9] и энергию ударного импульса [15, 50, 120].

Энергия удара E_y – это кинетическая энергия ударника молотка непосредственно перед его соударением с рабочим инструментом. Она характеризует эффективность пневматического двигателя молотка.

Энергия ударного импульса W – это энергия упругой волны деформации в рабочем инструменте. Она характеризует эффективность ударной системы молотка.

Между этими величинами существует связь [50, 120] (см. также Этюд № 10):

$$W = E_y(1 - \lambda^2) + U^+ - U^- + Z, \quad (14.1)$$

где λ – коэффициент отскока ударника от инструмента; U^- , U^+ – потенциальная энергия собственных колебаний ударника до и после соударения; Z – совокупные потери энергии на процессы, сопутствующие удару: трение, магнитострикцию, излучение звука и др.

Отскок ударника уносит до 10 % его исходной кинетической энергии [115].

В работах [27, 120] показано, что последними тремя слагаемыми в формуле (14.1) можно пренебречь и считать энергию ударного импульса равной $W \approx E_y(1 - \lambda^2)^{169}$.

Эта энергия в дальнейшем расходуется на разрушение. Но не вся она будет полезной, т.к. рабочий инструмент не только внедряется в обрабатываемую среду, но и отскакивает от забоя, наносит обратные удары по корпусу молотка, нагревается за счет внешнего и внутреннего трения, излучает звук. Потери энергии зависят от условий работы молотка, и учесть их в общем случае не представляется возможным.

Таблица 14.1 – Потери энергии при работе отбойного молотка МО-2М

№ п/п	Параметр	Обозначение	Величина, Дж	% от энергии удара
1	Энергия удара	E_y	29,7	100,00
2	Энергия ударного импульса	W	27,8	93,75
3	Энергия отскока ударника	$\lambda^2 A$	1,9	6,25
5	Потенциальная энергия собственных колебаний ударника ¹⁷⁰	U	0,06	0,20
6	Потери энергии на трение ударника и хвостовика инструмента о корпус молотка при ударе	-	0,04	0,13
7	Потери энергии на магнитострикцию в пике и ударнике в процессе их взаимного контакта	-	0,06	0,20
8	Энергия звуковой эмиссии ¹⁷¹	-	0,001	0,03
9	Сумма 5+6+7+8	-	0,16	0,56

Поэтому в качестве оценки полезной работы отбойного молотка разумно принять энергию ударного импульса, которую измеряют в лабораторных условиях широко применяемым тензометрическим методом [15, 50, 98].

Для иллюстрации такого решения в таблице 14.1 приведены величины энергий процессов, сопутствующих удару. В качестве примера взят молоток МО-2М¹⁷² ТЭМЗ (АО Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева), работающий на испытательном стенде по ГОСТ Р 55162 при давлении сжатого воздуха 0,4 МПа [4].

Обратимся к вопросу энергии, подведенной к отбойному молотку.

В литературе имеется несколько подходов к определению этой энергии.

В работе [121] предложено определять ее, исходя из теоретической производительности компрессора, реализующего адиабатическое сжатие воздуха.

В таком случае КПД молотка будет равен [124]:

$$\eta_{ад} = 6 \frac{T_{20}}{T_a} \frac{k-1}{k} \frac{1-\lambda^2}{P_0 q \left\{ \left[\frac{P_c+P_a}{P_a} \right]^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\}} [\%],$$

где $k = 1,4$ – показатель адиабаты; $P_0 = 0,1013$ МПа и $T_{20} = 290^\circ\text{K}$ – давление и температура воздуха при стандартных условиях; P_a и T_a – абсолютное давление и температура атмосферного воздуха; P_c – избыточное давление на входе в молоток; f – частота ударов молотка в с^{-1} ; $q = Q/(E_y f)$ – удельный расход воздуха молотка в $\text{м}^3/(\text{мин} \cdot \text{кВт})$.

¹⁶⁹ Погрешность не превышает 1%.

¹⁷⁰ Энергия $U = U^+ - U^-$ определяется при образцовом ударе [27].

¹⁷¹ По уровню звуковой мощности молотка согласно данным испытательной лаборатории ТЭМЗ.

¹⁷² Аналог молотка марки МО-2Б, серийно выпускаемого заводом в настоящее время.

Для отбойного молотка МО-2Б при номинальном давлении сжатого воздуха $P_c = 0,5$ МПа согласно данным периодических испытаний лаборатории ТЭМЗ имеем: $P_a = 752$ мм. рт. ст. = $0,1$ МПа, $T_a = 292$ °К, $E_y = 40,28$ Дж, $f = 23,23$ с⁻¹, $\lambda = 0,25$, $q = 1,37$ м³/(мин·кВт). Соответственно, получаем: $\eta_{ад} = 17,2$ %.

Этот КПД учитывает потери тепла в ресивере компрессора и воздухоподводящем рукаве. Но обычно молотки работают на значительном удалении от компрессора, и температура сжатого воздуха, поступающего в них, близка к температуре окружающей среды.

Если рассматривать изотермическое сжатие воздуха в компрессоре [124], то такой изотермический КПД отбойного молотка $\eta_{из}$ будет определяться следующим соотношением:

$$\eta_{из} = 6 \frac{T_{20}}{T_a} \frac{1 - \lambda^2}{P_0 q \ln \frac{P_c + P_a}{P_a}}$$

Для молотка МО-2Б при тех же данных имеем: $\eta_{из} = 22,4$ %.

В работе [2] дано понятие адиабатного КПД пневматического ударного механизма как отношение его мощности к мощности идеального поршневого пневмодвигателя с полным адиабатным расширением до нормальных условий (при равных расходах воздуха и параметрах сжатого воздуха на входе в машину). Для молотка МО-2Б при номинальном давлении такой КПД будет равен 30 %.

В работе [122] предложено рассчитывать КПД отбойного молотка по индикаторной диаграмме, т.е. по зависимости давлений в его рабочих камерах от времени. Автор рассматривает величину энергии, подведенной к ударной машине, как сумму работ сжатого воздуха в камерах за цикл (период между ударами), а КПД как отношение этой суммы к энергии удара молотка. Для ударной машины с энергией удара 30 Дж он получает значение КПД 34 %.

В чем заключается ошибка автора?

Для работы, производимой сжатым воздухом над ударником, можем записать:

$$\int_0^{t_{ц}} P_2 dV_2 + \int_0^{t_{ц}} P_1 dV_1 = \int_0^{t_{ц}} (P_2 - P_1) dV_2 = \frac{mv_y^2}{2} - \frac{mv_o^2}{2} = E_{и}, \quad dV_1 = -dV_2.$$

Здесь P_1 , P_2 , V_1 и V_2 – давления и объемы камер холостого и рабочего хода соответственно; m – масса ударника, v_y , v_o – его предударная скорость и скорость отскока (см. Этюд № 2, рис. 2.2).

Таким образом, при учете знака получается КПД равным 100 %.

В работе [123] введены понятия бародинамического и термического индикаторных КПД отбойного молотка как отношения давлений и температур различных участков рабочего цикла. Эти величины не имеют никакого отношения к понятию КПД: они являются некими показателями, которые автор предлагает использовать для анализа пневматического двигателя машины.

Определить КПД системы, *исходя только из ее внутренних процессов, невозможно*: необходимо знать и энергию, подводимую к ней, и энергию, отдаваемую системой во внешнюю среду.

Оценить величину КПД отбойного молотка можно следующим образом.

Дизельный компрессор ПКСД-5,25ДМ производства ОАО «Полтавский турбомеханический завод» имеет мощность привода 36,8 кВт, его изотермический КПД 60 % [124]. Производительность компрессора 5,25 м³/мин, следовательно, он способен запитать 4 молотка МО-2Б ТЭМЗ, потребляющих 1,3 м³/мин при номинальном давлении сжатого воздуха 0,5 МПа. Мощность молотка при этом давлении согласно данным периодических испытаний ТЭМЗ равна 938 Вт. Получаем оценку КПД: $\eta = 100 \cdot 4 \cdot 0,938 \cdot (1 - 0,25^2) / (36,8 \cdot 0,60) = 18,6$ %.

Мы имеем четыре значения КПД отбойного молотка. Какой из них считать правильным: адиабатический, изотермический или рассчитанный, исходя из мощности компрессора?

Перед ответом на этот вопрос, отметим следующее.

Мы будем исходить из схемы питания молотка при испытаниях по ГОСТ Р 55162, которая представлена на рис. 14.1.

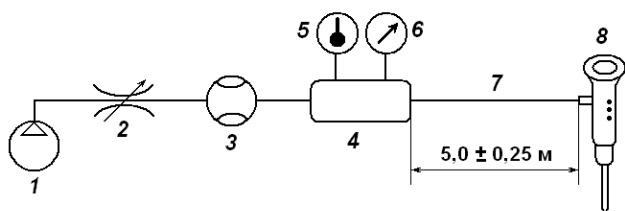


Рис. 14.1 – Схема питания отбойного молотка при испытаниях по ГОСТ Р 55162

1 – компрессор; 2 – регулятор давления; 3 – расходомер; 4 – ресивер (емкость не менее 10 л); 5 – термометр; 6 – манометр; 7 – воздухоподающий рукав; 8 – отбойный молоток

В этой схеме точкой отсчета является ресивер, в котором регистрируется давление и температура сжатого воздуха и который отделен от молотка рукавом длиной $5,0 \pm 0,25$ м и внутренним диаметром 16 мм. (При испытаниях в ресивере поддерживается номинальное давление 5,3 атм.)

Для теоретического определения КПД молотка предлагается следующий подход.

Работоспособность сжатого воздуха определяется понятием эксергии. Она определяет максимальную работу, которую можно получить при расширении сжатого воздуха от заданного состояния до равновесия с окружающей средой.

Выражение для эксергии потока сжатого воздуха E на входе в отбойный молоток можно записать в виде [125]:

$$E = G_m \left\{ c_p \left[(T_c - T_a) - T_a \ln \frac{T_c}{T_a} \right] + T_a R \ln \frac{P_c + P_a}{P_a} \right\}.$$

Соответственно, эксергетический КПД молотка будет равен

$$\eta_{ex} = 6 \frac{T_{20}(1 - \lambda^2)}{T_a P_0 q \left\{ \frac{k}{k-1} \left[\frac{T_c}{T_a} - 1 - \ln \frac{T_c}{T_a} \right] + \ln \frac{P_c + P_a}{P_a} \right\}} [\%], \quad (14.2)$$

где G_m – массовый расход сжатого воздуха за цикл молотка; c_p – теплоемкость при постоянном давлении; R – газовая постоянная для воздуха; T_c – температура воздуха, поступающего в молоток.

В таблице 14.2 приведены значения эксергетического КПД современных отбойных молотков и бетоноломов, рассчитанные по формуле (14.2) согласно их паспортным техническим характеристикам¹⁷³. При расчете принято: $T_a = T_c = T_{20} = 290^\circ\text{K}$, коэффициенты отскока ударников получены на модели удара [75].

Значения в Таблице 14.2 дают заниженную оценку КПД, поскольку фактическая мощность машин выше указанных паспортных значений, а удельный расход – ниже (см. результаты испытаний молотка МО-2Б в лаборатории ТЭМЗ).

Если поступающий воздух имеет температуру окружающей среды (типичный случай работы молотков на практике), то значения эксергетического η_{ex} и изотермического $\eta_{из}$ КПД молотка совпадают.

Как следует из (14.2), КПД отбойного молотка зависит от комплекса параметров:

- давления и температуры сжатого воздуха на входе в молоток: P_c и T_c ;
- давления и температуры окружающей среды: P_a и T_a ;
- удельного расхода воздуха q .

¹⁷³ Европейские и американские производители молотков не указывают энергию удара и удельный расход машин, поэтому рассчитать их КПД по паспортным данным не представляется возможным.

А поскольку отбойный молоток является ручной машиной, то его энергетические параметры: энергия, частота ударов, мощность и удельный расход – в свою очередь, зависят от усилия нажатия, положения молотка в пространстве, импеданса рук оператора и его позы, вибрационных характеристик, сопротивления объекта обработки ударному разрушению [1-2, 14, 52, 126].

Таблица 14.2 – Технические характеристики и отбойных молотков и бетоноломов

Марка молотка / бетонолома, производитель	Энергия удара A , Дж, не менее	Частота ударов f , c^{-1} , не менее	Мощность N , Вт, не менее	Удельный расход q , м ³ /мин/кВт, не более	Кэф-фициент отскока λ	КПД η_{ex} , %
Молотки						
МО-1Б, ТЭМЗ	31,0	27,5	850	1,50	0,29	20,3
МО-2Б, ТЭМЗ	39,0	22,5	875	1,50	0,25	20,8
МО-3Б, ТЭМЗ	44,0	19,2	845	1,50	0,23	21,0
МО-4Б, ТЭМЗ	55,0	17,0	935	1,50	0,20	21,3
МОП-2, ТЭК	39,0	22,5	875	1,35	0,25	23,1
МОП-3, ТЭК	44,0	19,2	905	1,35	0,23	23,3
МОП-4, ТЭК	55,0	17,0	945	1,35	0,19	23,6
МО-2К, КНР	43,0	16,0	815	1,56	0,04	21,3
Бетоноломы						
Б-1, ТЭМЗ; БК-1, ТЭК	65	19,0	1235	1,50	0,07	22,1
Б-2, ТЭМЗ; БК-2, ТЭК	75	15,5	1240	1,50	0,05	22,1
Б-3, ТЭМЗ; БК-3, ТЭК	95	13,0	1300	1,50	0,03	22,2

*) ТЭК, ТоМаш – торговые марки Томского завода Кузнецова.

Выявить все эти зависимости не представляется возможным, тем более что многие из них в настоящее время далеко не исследованы, как в натурных, так и стендовых условиях [126].

В настоящем Этюде мы ограничимся расчетными зависимостями, которые можно получить с помощью физико-математической модели отбойного молотка, представленной в работах [22, 127]. Модель воспроизводит работу отбойного молотка на испытательном стенде по ГОСТ Р 55162 в положении вертикально вниз (см. Этюд № 1, рис. 1.4).

Выберем для анализа наиболее распространенные отбойные молотки ТЭМЗ четырех типоразмеров: МО-1Б, МО-2Б, МО-3Б и МО-4Б, которые отличаются длиной ствола, массой и длиной ударника, имеют одинаковый тракт впуска сжатого воздуха и диаметр центрального канала ствола (32 мм).

Из практики известно, что отбойные молотки эксплуатируются в диапазоне давлений сжатого воздуха 0,3...0,7 МПа при температуре окружающей среды -30...+40 С.

С целью получения максимальных энергетических характеристик, будем рассматривать работу молотков в основном режиме с выстоем ствола на бурте инструмента (пики) [20]. Такой режим обеспечивается при значительных усилиях нажатия на молоток [4].

Чтобы молотки работали примерно в одинаковом режиме, примем следующую зависимость усилия нажатия F_H , Н, от давления сжатого воздуха P_c , ати:

$$F_H = \begin{cases} 200, & P_c \leq 5,3, \\ 200 + 50 \cdot (P_c - 5,3). & \end{cases}$$

Скорость перемещения пики согласно методике испытаний ГОСТ Р 55162 равна 1,8 см/с.

Для расчетов необходимо знание импульса обратного удара пики по корпусу молотка J и коэффициента отскока ствола от бурты инструмента λ . Эти данные получены на стенде для молотка МО-2М при давлении 0,4 МПа в зависимости от глубины внедрения пики за удар Δ [4]. Они показаны в Этюде № 4 на рис. 4.2.

Сведения о величине этих параметров для других давлений сжатого воздуха, а также для других молотков в литературе отсутствуют.

Понимая ограниченность представленных зависимостей, мы используем их в расчетах, поскольку при принятых нами усилиях нажатия обратные удары и посадки корпуса молотка на бурт инструмента не оказывают существенного влияния на пневматический цикл молотка и его энергетические параметры [1-2, 4].

Коэффициенты расхода для камер молотков приведены в таблице 14.3 [74, 127].

Рабочие циклы отбойного молотка МО-2Б ТЭМЗ, полученные на указанной модели при номинальном давлении сжатого воздуха 5,3 ати (0,5 МПа), представлены на рис. 14.2. Расчетные данные хорошо согласуются с результатами периодических испытаний молотков.

Таблица 14.3 – Коэффициенты расхода молотка МО-2Б ТЭМЗ

Наименование коэффициента расхода	Значение
Коэффициенты нагнетания:	
из сети в предклапанное пространство	0,450
из предклапанного пространства в сеть	0,900
из предклапанного пространства в камеру рабочего хода	0,600
из предклапанного пространства в камеру холостого хода	0,324
Коэффициенты истечения:	
из предклапанного пространства в атмосферу	0,900
из камеры рабочего хода в атмосферу	0,550
из камеры холостого хода в атмосферу	0,550
из камеры холостого хода через буксу молотка в атмосферу	0,350
Коэффициент перетока между камерами рабочего и холостого хода	0,100

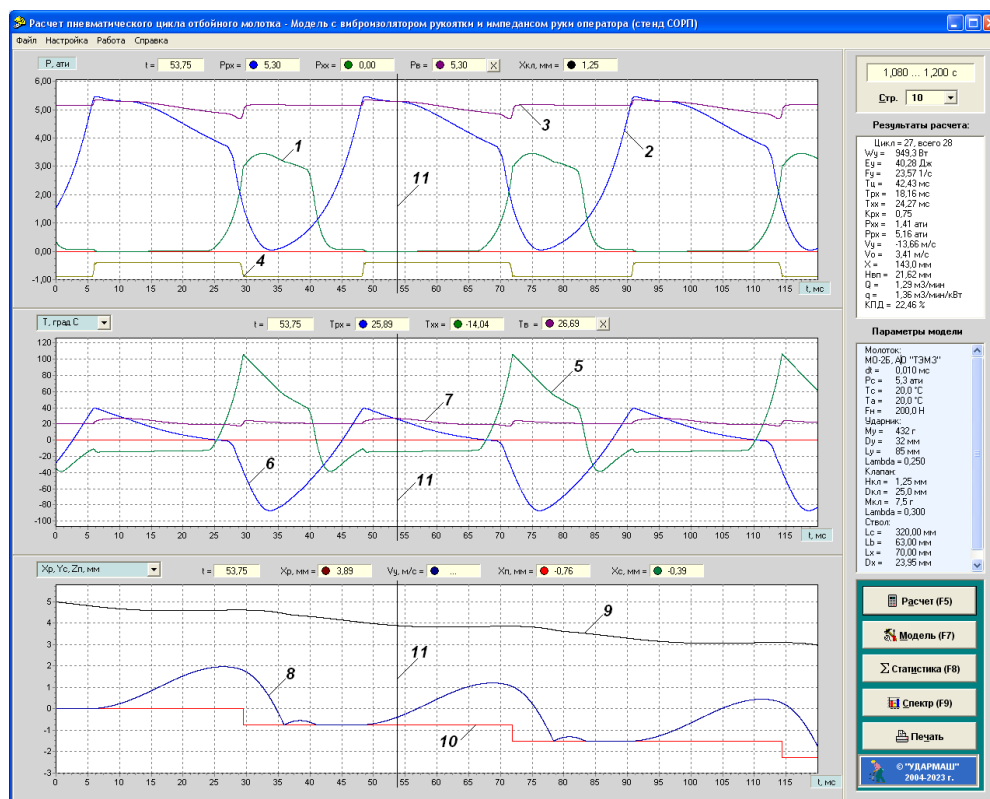


Рис. 14.2 – Расчетные циклы отбойного молотка МО-2Б

1 – давление в камере холостого хода; 2 – давление в камере рабочего хода; 3 – давление в предклапанном пространстве на входе в молоток; 4 – диаграмма положения дискового клапана; 5 – температура в камере холостого хода; 6 – температура в камере рабочего хода; 7 – температура в предклапанном пространстве; 8 – перемещение ствола; 9 – перемещение рукоятки; 10 – перемещение пики; 11 – визир (указывает момент остановки ударника в верхней мертвой точке); вверху каждой графической панели показаны значения параметров, на которые указывает визир; справа – параметры текущего цикла и расчетной модели

На рис. 14.3 показаны кривые зависимости энергетических параметров и КПД молотков от давления сжатого воздуха.

С увеличением давления растет энергия удара, ударная мощность и расход воздуха. Закон изменения мощности молотков близок к линейному. Мощность молотков при номинальном давлении 5,3 ати примерно одинакова: разница между МО-1Б и МО-4Б – 5,0 % (при давлении 7,0 ати¹⁷⁴ разница достигает 15,6 %). Расход также имеет близкие значения в пределах 1,7 %.

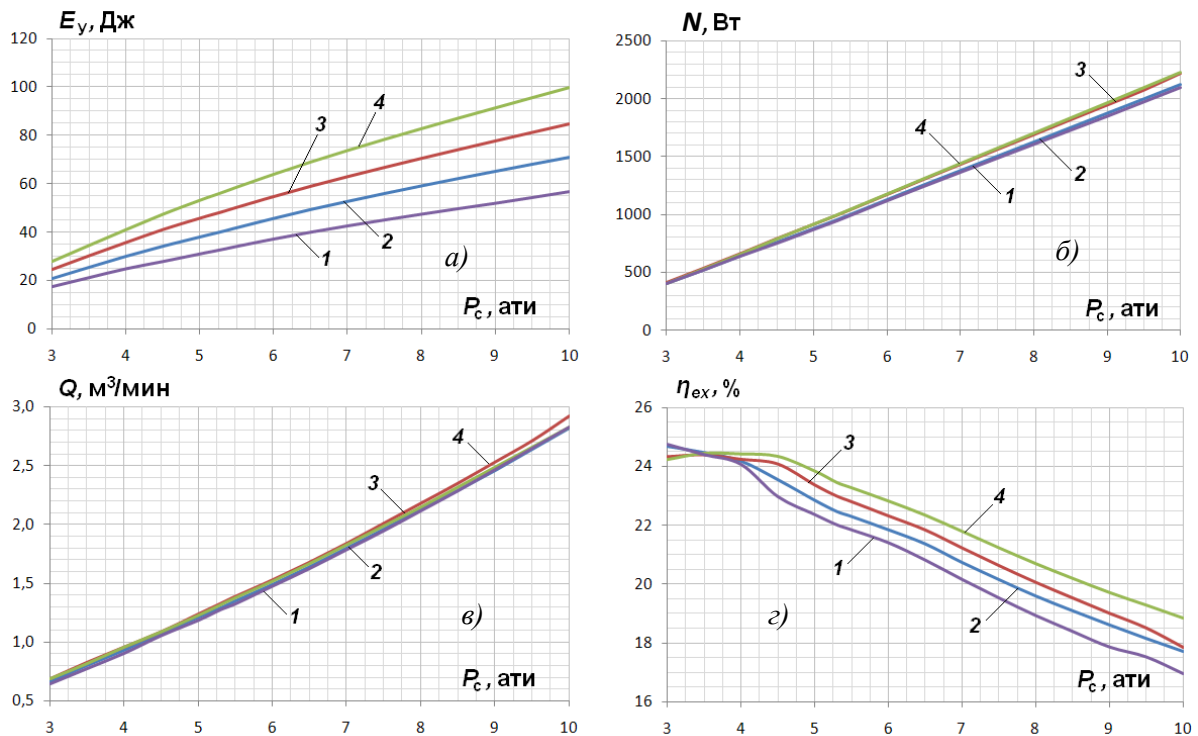


Рис. 14.3 – Расчетные зависимости молотков от давления сжатого воздуха
 а) энергия единичного удара; б) ударная мощность; в) расход воздуха; г) эксергетический КПД:
 1 – МО-1Б, 2 – МО-2Б, 3 – МО-3Б, 4 – МО-4Б

С ростом давления КПД молотков падает. Молотки в значительной степени работают за счет массопритока воздуха, поэтому его работоспособность с увеличением давления опережает повышение ударной мощности.

Самым высоким КПД при номинальном давлении обладают молотки МО-4Б – 23,6 %, самым низким – молотки МО-1Б – 22,0 %.

Кривые КПД спадают практически параллельно друг другу. При давлении 7,0 ати снижение КПД составляет порядка 8,0...9,0 %, а к 10,0 ати это уже почти 25...30 % падение эффективности молотка¹⁷⁵.

В диапазоне давлений 3,0...4,0 ати изменение КПД молотков незначительно, и его можно считать постоянным. Этот диапазон нетипичен для использования отбойных молотков, он характерен для работы с небольшими передвижными компрессорными станциями производительностью до 1,0 м³/мин.

В основном отбойные молотки эксплуатируются при давлениях сжатого воздуха 5,0...7,0 ати. Повышение давления сверх номинального дает выигрыш в энергии удара и мощности молотка: при номинальном давлении 5,3 ати средняя мощность молотков составляет 1000 Вт, при давлении 6,0 ати увеличивается до 1150 Вт (+15 %), при 7,0 ати – до 1400 Вт (+40 %), а при 10,0 ати – до 2150 Вт (+115%).

Однако выигрыш в энергии удара требует значительного расхода воздуха: если при давлении 5,3 ати он равен 1,3 м³/мин, то при давлении 7,0 ати достигает 1,8 м³/мин (+39 %), а при

¹⁷⁴ Импортные дизельные компрессорные станции, эксплуатируемые в РФ: Atlas Copco, Airman, Daewoo и др., - рассчитаны на номинальное давление 7 бар.

¹⁷⁵ Речь идет о потере эксергии, включающей затраты на производство сжатого воздуха.

10,0 ати возрастает до 2,9 м³/мин (+123%). Соответственно, повышаются и затраты на выработку сжатого воздуха.

Следует отметить, что работа при повышенном давлении требует от оператора приложения значительных мышечных усилий порядка 300...400 Н и приводит к существенному увеличению вибрации молотка, что не выгодно ни эргономически, ни гигиенически [113].

Рассмотрим теперь зависимость энергетических параметров и КПД молотков от температуры сжатого воздуха.

Для практики важен нагрев поступающего в молоток воздуха с целью предотвращения обледенения. Как известно, максимальная влажность атмосферного воздуха наблюдается при температуре -5...+5°C. При этом в местах дросселирования воздушного потока – на входе в молоток, в клапанной коробке, каналах выхлопа – образуется лед, который становится причиной отказов молотка.

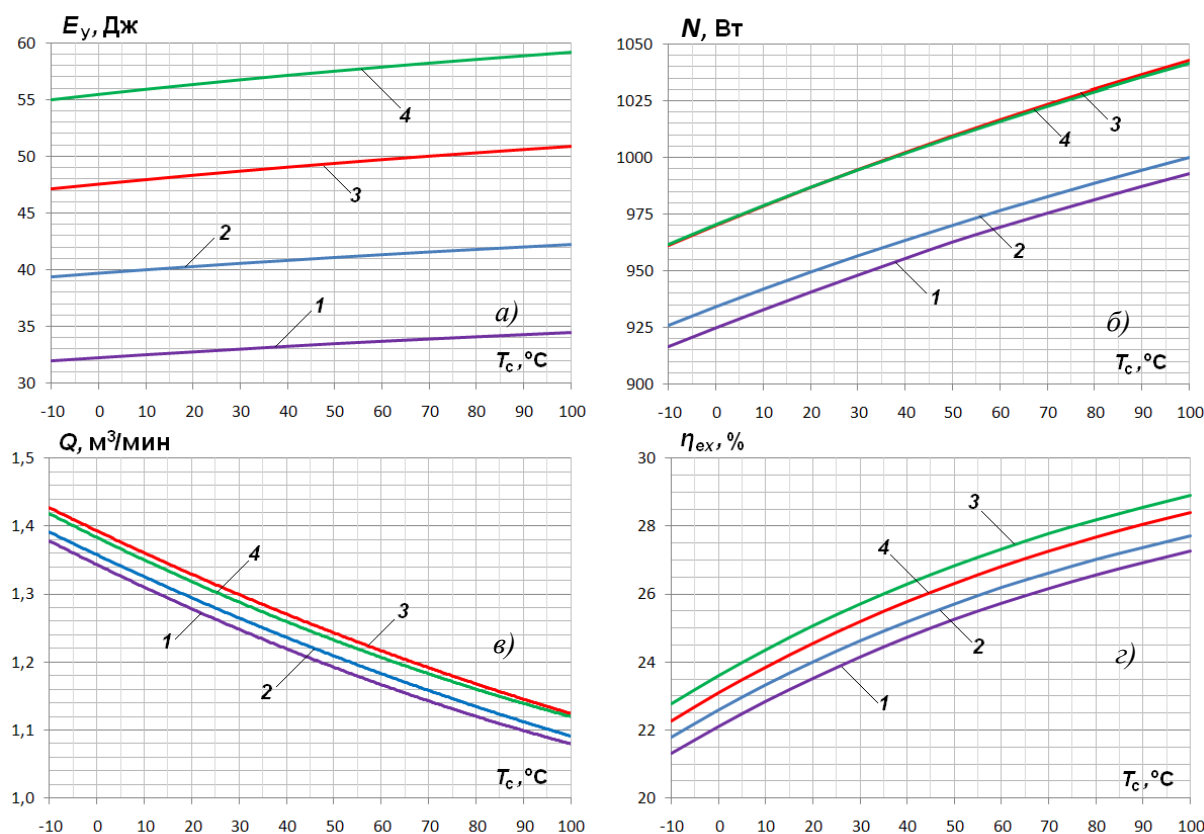


Рис. 14.4 – Зависимость энергетических характеристик отбойных молотков от температуры сжатого воздуха T_c , °C: а) энергия единичного удара; б) ударная мощность; в) расход свободного воздуха; г) эксергетический КПД: 1 – МО-1Б, 2 – МО-2Б, 3 – МО-3Б, 4 – МО-4Б

Примем для расчетов температуру атмосферного воздуха 0°C, атмосферное давление $P_a = 0,1$ МПа, давление в сети равным номинальному 5,3 ати и будем наблюдать, как изменяются параметры молотков с ростом температуры поступающего воздуха от -10 до 100°C.

Полученные расчетные данные представлены на рис. 14.4.

Реальный диапазон температур, который следует анализировать, ограничен 80°C, поскольку горячую ударную машину невозможно держать в руках. С возрастанием температуры сжатого воздуха растет энергия удара, мощность и КПД молотков увеличиваются, а расход воздуха снижается.

Согласно расчету, при изменении температуры от 0 до 40°C энергия удара молотков увеличилась на 2,9...3,1 %; мощность – на 3,1...3,3 % (при почти неизменной частоте ударов)¹⁷⁶;

¹⁷⁶ Отметим, что согласно экспериментальным данным ТЭМЗ и Института горного дела им. А. А. Скочинского энергетические параметры молотков: энергия, частота ударов, ударная мощность – практически не зависят от

КПД – на 11,4...11,8 %. А расход воздуха снизился на 7,9...9,8 % (минимально МО-2Б, максимально МО-1Б).

При 80°C имеем увеличение: энергии удара молотков на 5,4...5,9 %; мощности – на 5,8...6,2 %; КПД – на 19,6...20,1 %. Расход уменьшается на 18,8...19,6 %¹⁷⁷.

При анализе этих данных возникает вопрос, какой температуры выгодно подавать сжатый воздух в молоток в холодное время года? Ответить на него в рамках данного исследования мы не сможем, т.к. необходимо рассмотрение энергетических затрат на подогрев и транспортировку сжатого воздуха к молотку.

Но мы можем ответить на вопрос, какова должна быть температура входящего воздуха, чтобы не происходило обледенение молотка.

Обратимся к рис. 14.2. На нем даны графики мгновенных температур в камерах молотка. Кривая 5 показывает температуру в камере холостого хода, кривая 6 – в камере рабочего хода, а кривая 7 – в предклапанном пространстве. Средняя за цикл температура первой и последней кривой всегда положительна. А в камере рабочего хода, вследствие основного выхлопа, температура падает до -80°C. Это падение температуры служит одной из главных причин обледенения молотка.

Значит, температура поступающего воздуха должна быть такова, чтобы средняя температура в камере рабочего хода была выше нуля. Расчеты показывают значение 35°C при температуре атмосферного воздуха 0°C.

С другой стороны, чтобы обледенение не происходило в клапанной коробке и каналах выхлопа молотка, где скорость потока воздуха достигает местной скорости звука, согласно уравнению Бернулли, имеем¹⁷⁸

$$T_c = \frac{k + 1}{2} T_a, \text{ и при } T_a = 0^\circ\text{C} \text{ получаем } T_c = 54,6^\circ\text{C}.$$

Эксперименты ООО «УДАРМАШ» подтверждают, что повышение температуры до 40...45°C достаточно для эффективной борьбы с обледенением в условиях пониженных температур и наличия капельной влаги, поступающей в молоток вместе со сжатым воздухом.

Обсудим полученные результаты.

Предложено аналитическое выражение для КПД отбойного молотка как отношение энергии ударного импульса к эксергии потока сжатого воздуха на входе в молоток.

Показано, что эксергетический КПД современных отечественных молотков при номинальном давлении сжатого воздуха составляет 20...24 %.

Получены зависимости КПД, расхода воздуха, энергии удара и мощности современных отбойных молотков от давления и температуры сжатого воздуха.

Показано, что с ростом давления сжатого воздуха, несмотря на увеличение энергии удара и мощности, КПД молотка падает, а с ростом температуры воздуха, наоборот – энергия, мощность и КПД молотка увеличиваются, а расход воздуха уменьшается. Экономия расхода при температуре сжатого воздуха 40°C составляет 10 %, при температуре 80°C – 20 %.

Для предотвращения обледенения молотков в условиях повышенной влажности достаточно нагревать сжатый воздух, поступающий в молоток до температуры 40...45°C.

температуры сжатого воздуха. Испытания зимой и летом ($T_a = -20...20^\circ\text{C}$) дают одинаковые параметры молотков с разницей в $\pm 1,5$ % (диапазон измерения 3 %) [50], что хорошо согласуется с расчетом.

¹⁷⁷ Аналогичная экономия расхода воздуха молотка получена экспериментально для ранее выпускавшихся молотков ТЭМЗ: МО-44 и МО-9П [60].

¹⁷⁸ Средняя скорость потока воздуха на входе в молоток 17 м/с пренебрежима по сравнению со скоростью звука.



ЭТЮД № 15

Предельная модель быстроходного отбойного молотка

Для построения модели быстроходного молотка потребуются следующие определения:

Отбойный молоток классической схемы – пневматический отбойный молоток, включающий корпус, ударник и воздухораспределение, попеременно подающее сжатый воздух в камеры рабочего и холостого хода, разделенные ударником, а отработанный воздух удаляется из рабочих камер через единый тракт в корпусе молотка.

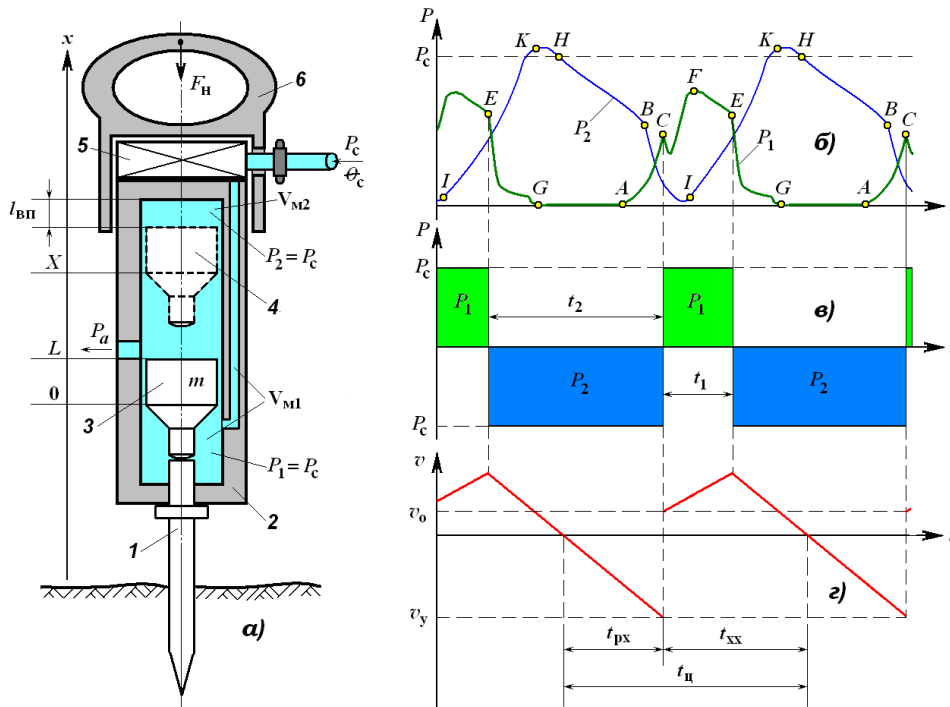


Рис. 15.1 – Предельная модель отбойного молотка классической схемы

а) расчетная схема молотка; б) типовая индикаторная диаграмма; в) предельная диаграмма; г) скорость ударника; 1 – пика; 2 – корпус молотка; 3 – ударник в момент удара по пике; 4 – ударник в верхней мертвой точке; 5 – механизм воздухораспределения; 6 – рукоятка; F_H – усилие нажатия; P_1, P_2 – давления сжатого воздуха в камере холостого и рабочего хода соответственно

Быстроходный отбойный молоток – отбойный молоток классической схемы, в котором с целью достижения повышенной ударной мощности обеспечивается быстрый разгон ударника на рабочем ходе и быстрое его торможение на холостом ходе.

Предельная модель молотка – кинематическая модель молотка, основанная на предельной индикаторной диаграмме давлений в его рабочих камерах.

Понятие предельной индикаторной диаграммы требует дополнительных разъяснений.

Рассмотрим типичную индикаторную диаграмму серийного отбойного молотка, выпускаемого отечественными заводами (ТЭМЗ, ТЗК), рис. 15.1, б. Нас будут интересовать потери «быстроходности» ударника, которые следуют из этой диаграммы.

1) На временном отрезке AC наблюдается нарастание давления в камере холостого хода (адиабатический процесс) практически от момента открытия выхлопных отверстий (точка B) до момента удара (точка C), т.е. происходит торможение ударника в конце рабочего хода.

2) Амплитуда импульса давления в камере холостого хода CFE не достигает сетевого давления, т.е. разгон ударника производится недостаточно эффективно.

3) Торможение ударника в конце холостого хода также не лишено недостатков: наблюдается подпор давления из передней камеры (отрезок EG), который усугубляется за счет задержки в переброске клапана.

4) Нарастание давления в камере рабочего хода (отрезок IK) тоже хотелось бы иметь более крутым.

5) Наконец, разгон ударника на рабочем ходе (отрезок HB) происходит с падением давления, что свидетельствует о недостаточном наполнении задней камеры молотка, а следовательно, о «недоборе» скорости ударником.

На рис. 15.1, ϵ представлена индикаторная диаграмма отбойного молотка, лишенная указанных недостатков. На этой диаграмме давление в камерах рабочего и холостого хода, с момента их включения в работу до момента выхлопа, всегда равно давлению пневматической сети P_c , а выхлоп воздуха из камер происходит мгновенно в момент открытия ударником выхлопных отверстий. Такую индикаторную диаграмму будем называть **предельной**¹⁷⁹ для классической схемы молотка, и на ней будут основаны наши дальнейшие расчеты.

Физические допущения, положенные в основу модели, сводятся к следующему:

- движение ударника и корпуса молотка является строго периодическим с периодом $t_{ц}$;
- сжатый воздух является идеальным газом;
- наполнение камер молотка и выхлоп из них происходят мгновенно;
- расширение воздуха в камерах молотка не происходит: давление при работе камеры постоянно и равно давлению в сети P_c , температура также равна температуре в сети θ_c ;
- инструмент молотка неподвижен (защемлен в объекте обработки), обратные удары инструмента по корпусу отсутствуют;
- усилие нажатия F_n достаточно велико, и колебания корпуса не оказывают влияния на энергетические параметры молотка;
- отскок ударника от пика определяется коэффициентом отскока λ , а отскок ствола от ее бурта – коэффициентом отскока μ ;
- силой тяжести и трением пренебрегаем по сравнению с пневматическими силами, действующими на ударник и корпус молотка.

Уравнение движения ударника рассматриваемой модели имеет вид

$$m\ddot{x} = S(P_1 - P_2),$$

$$P_1 = \begin{cases} P_c, & 0 < t \leq t_1 \\ 0, & t_1 < t \leq t_{ц} \end{cases}, \quad P_2 = \begin{cases} 0, & 0 < t \leq t_1 \\ P_c, & t_1 < t \leq t_{ц} \end{cases}$$

где m – масса ударника, x – его смещение от точки удара; S – площадь его поршневой части, P_1, P_2 – давление воздуха в камерах холостого и рабочего хода соответственно; t_1 – длительность включения камеры холостого хода; отсчет времени t ведется от момента удара.

Ударник все время движется с постоянным по модулю ускорением, которое меняет знак при переключении камер; его величина равна $|a| = SP_c/m$.

Условия периодичности движения ударника таковы

$$\begin{aligned} x(0) &= 0, \quad x(t_{ц}) = 0, \\ \dot{x}(0+0) &= v_0 = -\lambda v_y, \quad \dot{x}(t_{ц}-0) = v_y. \end{aligned}$$

Дополняя их уравнением движения ударника от пика до отверстий выхлопа (рис. 1, a),

¹⁷⁹ Строго говоря, давление в камерах молотка должно быть несколько ниже сетевого, иначе невозможно поступление сжатого воздуха из сети. Рассматривая предельную индикаторную диаграмму, мы ставим ей в соответствие ударную машину, в которой давление в камерах ниже, но близко к сетевому, а сечения для поступления и выхлопа воздуха достаточно велики, чтобы наполнение и опорожнение камер осуществлялось весьма быстро.

$$v_0 t_1 + \frac{at_1^2}{2} = L,$$

получаем следующие соотношения для основных параметров отбойного молотка: предударная скорость ударника v_y и скорость отскока v_0

$$v_y = -2\sqrt{\frac{aL}{1-\lambda^2}}, \quad v_0 = 2\lambda\sqrt{\frac{aL}{1-\lambda^2}}; \quad (15.1)$$

энергия удара

$$A = \frac{2}{1-\lambda^2} maL = \frac{2L}{1-\lambda^2} P_c S; \quad (15.2)$$

длительность цикла

$$t_{ц} = 2\sqrt{\frac{L}{a}} \cdot \frac{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 1 - \lambda}{\sqrt{1-\lambda^2}}; \quad (15.3)$$

частота ударов

$$f = \frac{1}{t_{ц}} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{a}{L}} \cdot \frac{\sqrt{1-\lambda^2}}{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 1 - \lambda} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{P_c S}{mL}} \cdot \frac{\sqrt{1-\lambda^2}}{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 1 - \lambda}; \quad (15.4)$$

мощность N , Вт

$$N = Af = m\sqrt{\frac{a^3 L}{1-\lambda^2}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 1 - \lambda} = \sqrt{\frac{P_c^3 S^3 L}{m(1-\lambda^2)}} \cdot \frac{1}{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 1 - \lambda}; \quad (15.5)$$

ход ударника от пики до останова в верхней «мертвой» точке

$$X = \frac{2L}{1-\lambda^2}; \quad (15.6)$$

длительность рабочего хода

$$t_{px} = 2\sqrt{\frac{L}{a(1-\lambda^2)}}; \quad (15.7)$$

длительность холостого хода

$$t_{xx} = 2\sqrt{\frac{L}{a(1-\lambda^2)}} \cdot (\sqrt{2(1+\lambda^2)} - \lambda); \quad (15.8)$$

соответственно,

$$\frac{t_{xx}}{t_{px}} = \sqrt{2(1+\lambda^2)} - \lambda;$$

длительность включения камеры холостого хода

$$t_1 = \sqrt{\frac{L}{a(1-\lambda^2)}} \cdot \frac{\sqrt{2(1+\lambda^2)} - 2\lambda}{\sqrt{1-\lambda^2}}; \quad (15.9)$$

длительность включения камеры рабочего хода¹⁸⁰

$$t_2 = \sqrt{\frac{L}{a(1-\lambda^2)}} \cdot \frac{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 2}{\sqrt{1-\lambda^2}}; \quad (15.10)$$

безразмерное время включения камеры холостого хода

$$\tau_1 = \frac{t_1}{t_{ц}} = \frac{2 - \sqrt{2(1+\lambda^2)}}{2(1+\lambda)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sqrt{2(1+\lambda^2)} - 2\lambda}{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 1 - \lambda};$$

безразмерное время включения камеры рабочего хода

$$\tau_2 = \frac{t_1}{t_{ц}} = \frac{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 2\lambda}{2(1+\lambda)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 2}{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 1 - \lambda}.$$

Силовые параметры отбойного молотка.

Усилие нажатия плавающего режима $F_{н,пл}$

$$\begin{aligned} F_{н,пл} &= \frac{1}{t_{ц}} \left\{ \int_0^{t_1} P_c(S - S_{п})dt - \int_{t_1}^{t_{ц}} P_c S dt \right\} = -P_c S \left\{ 1 - \tau_1 \left(2 - \frac{S_{п}}{S} \right) \right\} = \\ &= -ma \left\{ 1 - \frac{2 - \sqrt{2(1+\lambda^2)}}{2(1+\lambda)} \left(2 - \frac{S_{п}}{S} \right) \right\}, \end{aligned} \quad (15.11)$$

где $S_{п}$ – площадь поперечного сечения хвостовика инструмента молотка.

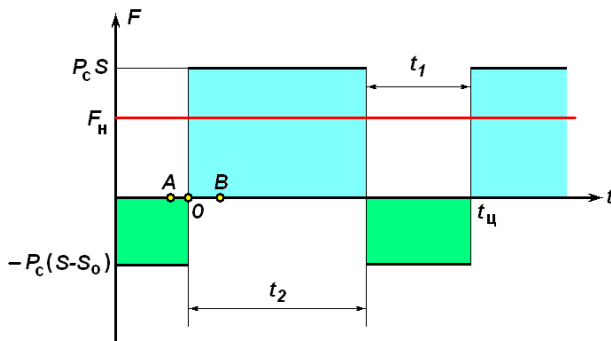


Рис. 15.2 – Силы, действующие на корпус молотка

Покажем, что у рассматриваемой модели ударной машины основной предельный режим будет наблюдаться при «посадке» корпуса на бурт инструмента в момент выхлопа из камеры холостого хода. Воспользуемся диаграммой сил, действующих на корпус машины, рис. 15.2.

Сначала предположим, что коэффициент отскока корпуса молотка равен нулю.

Точка O соответствует моменту опорожнения камеры холостого хода. Если «посадка» корпуса произойдет раньше нее, например, в точке A , то на отрезке OA будет наблюдаться выстой корпуса, т.к. сила, действующая на него, направлена вниз к бурту инструмента.

Если «посадка» произойдет позже в точке B , то корпус будет поднят вверх пневматическими силами.

Таким образом, точка O – есть предельная точка, когда еще нет выстоя, и нет подъема ствола, значит, она определяет основной предельный режим ударной машины.

При коэффициенте отскока корпуса от инструмента отличном от нуля, на отрезке OA будет наблюдаться затухающий процесс из серии соударений с буртом с уменьшающейся скоростью «посадок» и интервалами между ними (бесконечноударный процесс [72]), а на отрезке OB , наоборот, всегда будет подъем корпуса пневматическими силами.

И в этом случае точка O останется точкой «посадки» корпуса ударной машины в основном предельном режиме.

¹⁸⁰ В рассматриваемой системе выполняются тождества:

$$\frac{2 - \sqrt{2(1+\lambda^2)}}{2(1+\lambda)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sqrt{2(1+\lambda^2)} - 2\lambda}{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 1 - \lambda} \quad \text{и} \quad \frac{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 2\lambda}{2(1+\lambda)} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 2}{\sqrt{2(1+\lambda^2)} + 1 - \lambda}.$$

Определим усилие нажатия основного предельного режима $F_{н,опр}$ из системы уравнений

$$\begin{cases} \int_{t_1}^{t_1+t_{ц}} (a(t) - q)(t_{ц} - t) dt = v_{п} t_{ц}, \\ \int_{t_1}^{t_1+t_{ц}} (a(t) - q) dt = v_{п}(1 + \mu). \end{cases}$$

где $a(t)$ – ускорение корпуса массой \mathbf{M} ; $v_{п}$ – скорость его «посадки» на бурт инструмента; $q = F_{н,опр}/\mathbf{M}$.

Решая систему, получаем

$$F_{н,опр} = -ma \left[1 - \frac{2 - \sqrt{2(1 + \lambda^2)}}{2(1 + \lambda)} \left(2 - \frac{S_{п}}{S} \right) \cdot \left(1 - \frac{1 + \mu}{1 - \mu} \cdot \frac{2\lambda + \sqrt{2(1 + \lambda^2)}}{2(1 + \lambda)} \right) \right]. \quad (15.12)$$

Массовый расход воздуха за цикл G , кг, рассчитаем, полагая, что плотность воздуха в рабочих камерах молотка и в сети одинакова

$$G = \rho_c [V_{1max} + V_{2max}] = \frac{P_c^* SL}{R\theta_c} \cdot \left[\frac{3 + \lambda^2}{1 - \lambda^2} + \varphi_M \right], \quad \varphi_M = \frac{\sum V_M}{SL},$$

где $P_c^* = P_c + P_a$ – абсолютное давление в сети, P_a – атмосферное давление; ρ_c – плотность воздуха в сети; V_{1max}, V_{2max} – максимальные объемы камер холостого и рабочего хода; $\sum V_M$ – сумма мертвых объемов молотка¹⁸¹; φ_M – коэффициент мертвых объемов; R – газовая постоянная.

Отсюда получаем расход свободного воздуха Q , [м³/мин]

$$Q = 60f \frac{G}{\rho_{нy}} = 30 \frac{P_c^* S}{P_0} \sqrt{aL} \cdot \frac{\theta_{20}}{\theta_c} \cdot \frac{3 + \lambda^2 + \varphi_M(1 - \lambda^2)}{\sqrt{1 - \lambda^2} \cdot (\sqrt{2(1 + \lambda^2)} + 1 - \lambda)}$$

и удельный расход q , [м³/мин/кВт]

$$q = \frac{3 \cdot 10^4}{P_0(1 - P_a/P_c^*)} \cdot \frac{\theta_{20}}{\theta_c} (3 + \lambda^2 + \varphi_M(1 - \lambda^2)), \quad (15.13)$$

где $\rho_{нy}$ – плотность воздуха при нормальных условиях: $P_0 = 1,013 \cdot 10^5$ Н/м², $\theta_{20} = 290^\circ\text{K}$.

Полагая, что температура воздуха в сети и в атмосфере одинакова, находим эксергетический (изотермический) КПД ударной машины η [125] по формуле

$$\eta = \frac{A(1 - \lambda^2)}{G\theta_c R \ln \frac{P_c^*}{P_a}} = \frac{2(1 - \lambda^2)}{3 + \lambda^2 + \varphi_M(1 - \lambda^2)} \cdot \frac{1 - \frac{P_a}{P_c^*}}{\ln \frac{P_c^*}{P_a}}. \quad (15.14)$$

Соотношения (15.1) - (15.14) задают предельные характеристики ударной машины, которые могут быть получены при эффективном наполнении ее камер сжатым воздухом.

Проанализируем их.

Формулы (15.2) и (15.6) показывают, что энергия единичного удара A и максимальный ход X быстрходной машины не зависят от массы ударника.

¹⁸¹ Совокупный мертвый объем молотка включает объем воздушной подушки, минимальный объем камеры холостого хода и каналы подачи воздуха в нее.

Из этого следует:

- уменьшение массы ударника при сохранении его геометрических размеров (т.е. хода L до выхлопных отверстий) не должно приводить к изменению энергии удара¹⁸²;
- максимальный ход ударника X практически равен $2L$ – удвоенному ходу от пики до выхлопных отверстий (т.к. для большинства ударных машин $\lambda < 0,3$ и $\lambda^2 \ll 1$ [1, 2, 27]);
- поскольку $A \cong P_c S L$, можно считать, что соотношение (15.6) задает минимальную длину ударной машины, необходимую для получения заданной энергии удара.

Таким образом, увеличение энергии удара отбойного молотка классической схемы может быть получено только за счет увеличения сечения канала ствола S и хода ударника до выхлопных отверстий L . На практике возможности увеличения хода L при применении клапанных систем воздухораспределения ограничены из-за значительного торможения ударника перед ударом при «включении» камеры холостого хода. Следовательно, **единственным реальным способом увеличения энергии удара молотка классической схемы является повышение сечения канала ствола.**

Интересно отметить, что т.к. $m \sim S$, то изменение массы ударника (например, ее увеличение) не должно приводить к росту предударной скорости, а следовательно, и к значительному росту напряжений в пике¹⁸³.

Частота ударов молотка f и его мощность N (см. формулы (15.4) и (15.5)) обратно пропорциональны квадратному корню из m . Таким образом, снижение или увеличение массы ударника в 2 раза влечет за собой изменение частоты и мощности на 41 %.

С другой стороны, увеличение сечения центрального канала корпуса S при сохранении хода L (длины ударника), т.е. $m/S = const$, практически не должно приводить к возрастанию частоты ударов. В этом случае мощность машины будет расти прямо пропорционально площади сечения S , причем этот рост будет обеспечиваться только за счет увеличения энергии удара.

Анализ выражений (15.9) - (15.10) показывает, что отношение времен действия давления в рабочих камерах, а также отношение длительностей холостого и рабочего хода зависит только от коэффициента отскока λ . При $\lambda = 0$ $t_{xx}/t_{px} = 1,41$; а при $\lambda = 0,3 - 1,17$; изменение составляет 17 %. Для инженерных расчетов хорошим приближением будет $t_{xx}/t_{px} \approx 1,3$.

Заметим, что величина

$$|av_y|f = \frac{m|v_y|f}{P_c S} = \frac{1}{1 - \lambda + \sqrt{2(1 + \lambda^2)}}$$

также зависит только от λ , т.е. фактически определяется прочностными свойствами объекта, по которому работает ударная машина¹⁸⁴.

Таким образом, при одном и том же коэффициенте отскока для различных ударных машин выполняется следующее соотношение:

$$\frac{m|v_y|f}{P_c S} = const. \quad (15.15)$$

Это соотношение может быть также получено из предположения о подобии индикаторных диаграмм при различных давлениях сжатого воздуха, если отнормировать диаграммы по давлению и периоду, т.е. привести к безразмерной силе, действующей на ударник и безразмерному времени t/t_c .

¹⁸² Поскольку данный вывод получен на основе предельной модели с максимально эффективным наполнением камер ударной машины, то можно полагать, что на практике такое уменьшение массы ударника должно приводить к снижению энергии единичного удара.

¹⁸³ Рост напряжений в инструменте в таком случае будет связан с увеличением отношения площади поперечных сечений ударника и пики.

¹⁸⁴ Объект обработки не оказывает влияние на коэффициент отскока ударника, если последний отскакивает от инструмента раньше прихода волны, отраженной от забоя.

Формула (15.15) показывает возможные сочетания параметров ударной машины классической схемы. Ее можно рассматривать как отношение импульса ударника при соударении с пикой к импульсу силы, который сетевое давление «развивает» на входе в молоток, т.е. как своеобразный КПД машины. Чем выше значение этой константы, тем эффективнее используется давление и работоспособность сжатого воздуха, и тем совершеннее ударная машина.

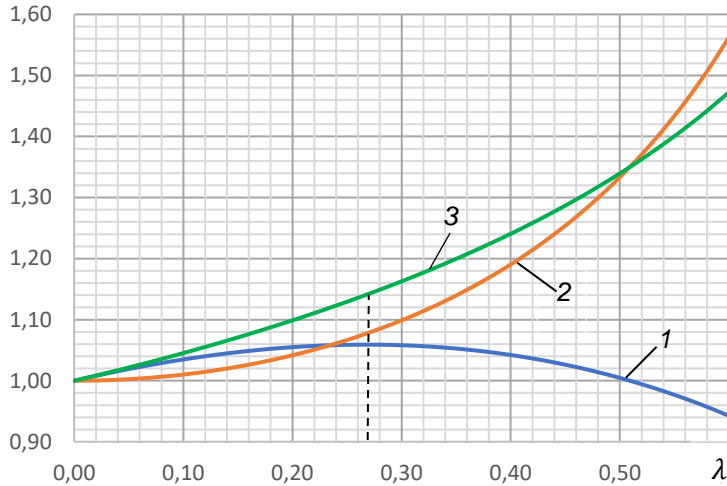


Рис. 15.3 – Зависимость энергетических параметров молотка от коэффициента отскока λ :

- 1 – относительная частота ударов $f/f(0)$;
 2 – относительная энергия удара $A/A(0)$;
 3 – относительная мощность $W/W(0)$

В работах д.т.н. В. Б. Соколинского показано, что для ударных машин классической схемы с реальной индикаторной диаграммой отношение (15.15) равно $1/3$, что подтверждается экспериментами на отбойных молотках различных марок.

Мы предлагаем рассматривать соотношение (15.15) в качестве критерия совершенства пневматического цикла ударной машины¹⁸⁵.

На рис. 15.3 показаны изменения энергетических параметров молотка: энергии, частоты ударов и мощности в зависимости от коэффициента отскока λ . Кривые построены в безразмерном виде в отношении к значению соответствующего параметра при $\lambda = 0$.

С ростом λ увеличивается частота ударов (кривая 1), достигая максимума при $\lambda = 0,286$, далее она спадает, принимая вновь значение 1 при $\lambda = 0,509$.

Неоднозначное поведение частоты ударов вызвано взаимодействием двух факторов:

- с одной стороны, с ростом коэффициента отскока уменьшается время t_1 действия давления в камере холостого хода, т.е. время движения ударника до открытия выхлопных отверстий, и как следствие, при малых λ ($\lambda^2 \ll 1$) снижается длительность холостого хода; длительность же рабочего хода почти неизменна (см. формулы (15.9) и (15.10));

- с другой стороны, с ростом коэффициента отскока увеличивается ход ударника (формула (15.6)), что при больших значениях λ приводит к одновременному росту длительности и рабочего, и холостого хода.

В области реальных значений коэффициента отскока $\lambda \leq 0,3$, поэтому можно считать, что частота, энергия и мощность растут с увеличением λ , и максимальное увеличение энергетических параметров при $\lambda = 0,3$ составляет: для частоты ударов 6,0 %, для энергии 9,9 %, для мощности 16,2 %.

На рис. 15.4 показаны силовые параметры ударной машины, отнесенные к амплитуде пневматической силы.

Усилие нажатия плавающего режима, рис. 15.4, а, практически линейно растет с увеличением коэффициента отскока ударника: при $\lambda = 0$ его значение составляет 0,58, увеличиваясь до 0,70 при $\lambda = 0,286$, т.е. на 20,7 %.

¹⁸⁵ Речь идет о машинах, выполненных в рамках одной конструктивной схемы: так, например, отбойные молотки и бетоноломы принадлежат к одной схеме, а перфораторы – к другой.

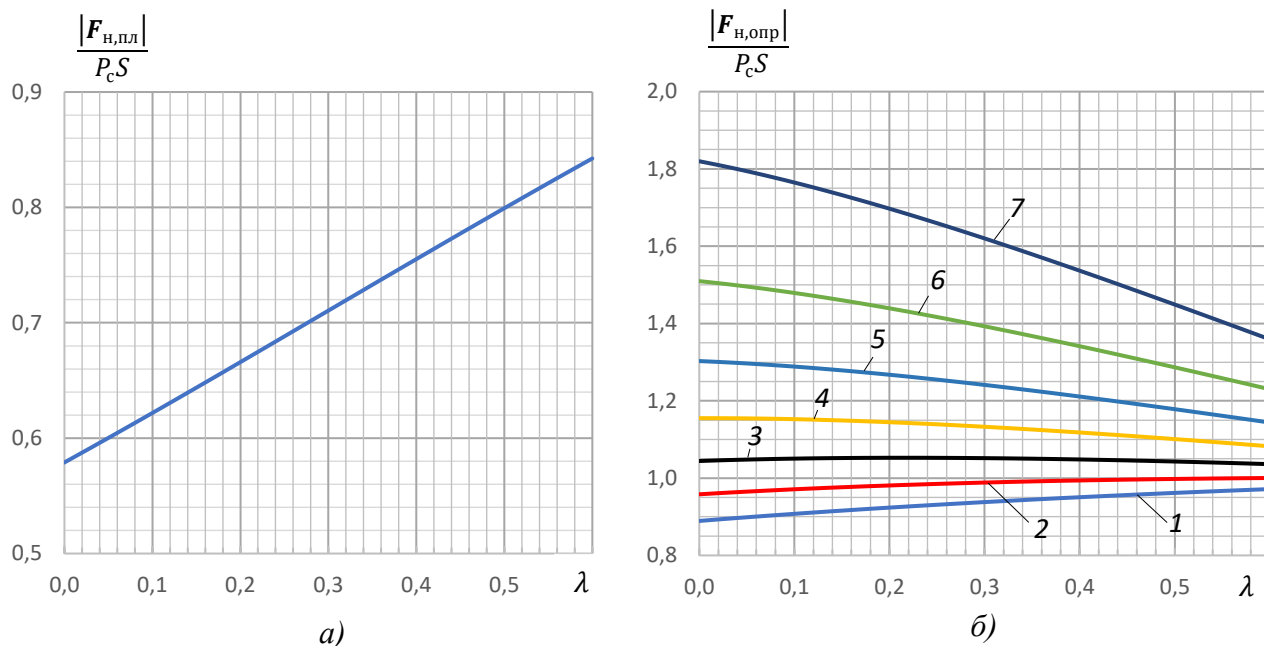


Рис. 15.4 – Зависимость силовых параметров от коэффициента отскока ударника
 а) безразмерное усилие нажатия плавающего режима; б) безразмерное усилие нажатия
 основного предельного режима при различном коэффициенте отскока корпуса μ :
 1 – 0; 2 – 0,1; 3 – 0,2; 4 – 0,3; 5 – 0,4; 6 – 0,5; 7 – 0,6

На рис. 15.5, б показано изменение усилия основного предельного режима от λ и μ – коэффициентов отскока ударника и корпуса от инструмента.

При $\mu \leq 0,1$ (кривые 1 и 2) усилие практически линейно возрастает, не превышая 1 (амплитуды пневматической силы). При $\mu = 0,2$ (кривая 3) усилие практически постоянно, т.е. не зависит от коэффициента отскока корпуса.

При больших значениях μ , т.е. при интенсивном отскоке корпуса, усилие основного предельного режима всегда больше 1 и убывает с ростом отскока ударника. Чем больше коэффициент μ , тем выше поднимаются соответствующие кривые (4-7) и тем круче их спад при увеличении λ .

Когда $\mu \rightarrow 1$ усилие нажатия неограниченно возрастает при $\lambda = 0$, но при $\lambda = 1$ возвращается к значению 1 (см. формулу (15.12)).

В первом случае, чтобы скорость отскока корпуса была равна скорости посадки, влияние пневматических сил (индикаторной диаграммы) должно быть пренебрежимо мало по сравнению со статическим усилием (нажатием и весом машины).

Во втором случае, при равенстве предударной скорости ударника и скорости его отскока время действия давления в камере холостого хода сокращается до нуля (нет необходимости дополнительно ускорять ударник), поэтому при любом значении μ основной предельный режим реализуется, когда статическое усилие равно амплитуде пневматической силы.

Для исследования удельного расхода и коэффициента полезного действия обратим внимание, что ход ударника рассматриваемой модели молотка не зависит от сетевого давления сжатого воздуха, а зависит только от квадрата коэффициента отскока ударника. Поскольку в реальных условиях $\lambda^2 \ll 1$, то ход ударника молотка практически постоянен. В таком случае нет необходимости иметь в камере рабочего хода значительную воздушную подушку, предотвращающую удар заднего торца ударника о корпус (механизм воздухораспределения). Примем для расчетов ее высоту равной 15 мм.

Для исследования удельного расхода и КПД выберем молоток МО-2Б ТЭМЗ, в котором уменьшим длину ствола в соответствии с ходом ударника и выбранной величиной воздушной подушки, и будем полагать, что 2-х каналов диаметром 7 мм (в корпусе этого молотка) достаточно, чтобы обеспечить сетевое давление в камере холостого хода (см. рис.15.1, з).

На рис. 15.5 показано, как меняется удельный расход такого молотка от давления P_c , ати, и коэффициента отскока ударника в соответствии с формулой (15.13). Расчетная величина мертвых объемов при $\lambda = 0,25$ равна $\sum V_m = 3,54 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$, $\varphi_m = 0,917$, ход ударника 102,4 мм. Значение коэффициента отскока принято по расчету в соответствии с Этюдом № 12, Таблица 12.2.

С ростом отскока ударника, удельный расход увеличивается по параболической зависимости и существенно снижается при росте сетевого давления. Однако, требование быстроходности и максимального наполнения камер приводит к увеличению удельного расхода по сравнению с показателями современных ударных машин: при номинальном давлении 5,0 ати расчетный удельный расход быстроходной модели молотка равен 1,40 м³/мин/кВт (у МО-2Б соответственно 1,36 м³/мин/кВт (см. Этюд № 6, Таблица 6.3)). При 7,0 ати, на которое рассчитаны современные импортные передвижные компрессоры, он составляет 1,33 м³/мин/кВт (против 1,29 м³/мин/кВт у МО-2Б по расчету Этюда № 14, рис. 14.5).

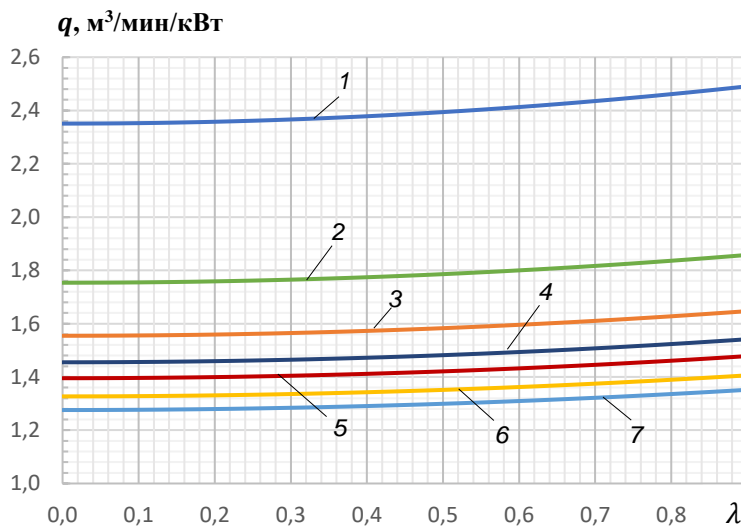


Рис. 15.5 – Зависимость удельного расхода q , м³/мин/кВт, от коэффициента отскока ударника λ и давления сжатого воздуха P_c , ати:
1 – 1,0; 2 – 2,0; 3 – 3,0; 4 – 4,0;
5 – 5,0; 6 – 7,0; 7 – 10,0;

Коэффициент полезного действия молотка (формула (15.14)) зависит от сетевого давления и коэффициента отскока ударника, причем от обоих параметров функция $\eta(P_c, \lambda)$ является убывающей.

Найдем ее максимальное значение при фиксированном коэффициенте отскока

$$\lim_{P_c \rightarrow 0} \eta(\lambda) = \lim_{P_c^* \rightarrow P_a} \left[\frac{2(1 - \lambda^2)}{3 + \lambda^2 + \varphi_m(1 - \lambda^2)} \cdot \frac{1 - \frac{P_a}{P_c^*}}{\ln \frac{P_c^*}{P_a}} \right] = \frac{2(1 - \lambda^2)}{3 + \lambda^2 + \varphi_m(1 - \lambda^2)}$$

При $\lambda = 0$ получаем $\eta = 2/(3 + \varphi_m)$ – максимальный КПД рассматриваемой быстроходной модели отбойного молотка классической схемы. КПД реальной машины может быть только ниже этого значения. Для выбранного нами аналога молотка МО-2Б при $\varphi_m = 1,11$ получаем предельное значение 0,487.

С увеличением сетевого давления КПД молотка падает. Это связано с тем, что работоспособность сжатого воздуха растет быстрее, чем кинетическая энергия ударника (см. Этюд № 14, рис. 14.3). При давлении $P_c = 1,0$ ати КПД составляет 34,7 %, при 5,0 ати – 22,4 %, при 7,0 ати – 20,3 %, при 10,0 ати – 18,3 % ($\lambda = 0,25$). С приближением коэффициента отскока к единице КПД молотка стремится к нулю. В этом случае кинетическая энергия ударника не передается рабочему инструменту.

Рассмотрим аналоги молотков и бетоноломов типоразмерного ряда ТЭМЗ, построенные на основе данной быстроходной модели. Будем ставить в соответствие серийному образцу быстроходную машину, имеющую тот же ударник и тот же коэффициент отскока. Длину корпуса будем выбирать, исходя из хода ударника и величины воздушной подушки 15 мм, сохраняя число и диаметр каналов, подающих сжатый воздух в камеру холостого хода.

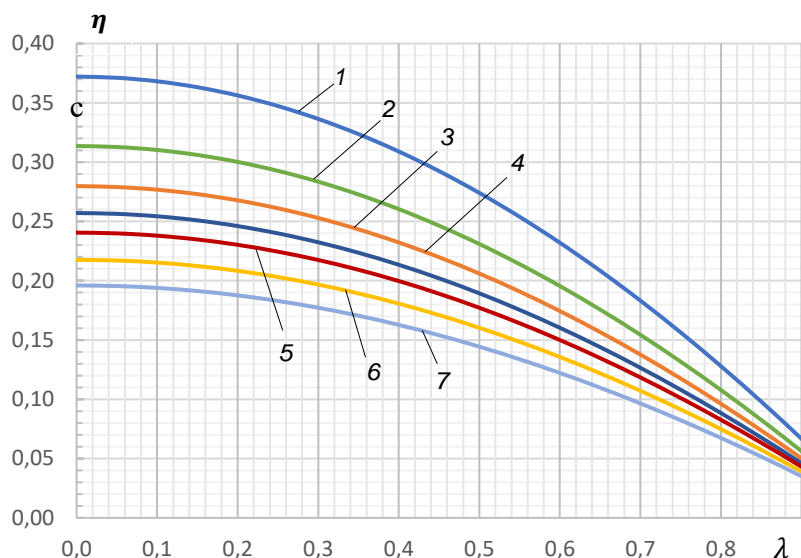


Рис. 15.6 – Зависимость КПД от коэффициента отскока ударника λ и давления воздуха P_c , ати:
 1 – 1,0; 2 – 2,0; 3 – 3,0; 4 – 4,0;
 5 – 5,0; 6 – 7,0; 7 – 10,0

Таблица 15.1 – Расчетные параметры быстроходных молотков и бетоноломов

Мо- дель	$m, \text{ г}$ λ	$L, \text{ мм}$	р/п	$V_m, \text{ 10}^{-5} \text{ м}$	φ_m	$X, \text{ мм}$	$A, \text{ Дж}$	$f, \text{ с}^{-1}$	$N, \text{ Вт}$	$Q, \text{ м}^3/\text{мин}$	$q, \text{ м}^3/\text{мин}/\text{кВт}$	$\eta, \%$
МО-1Б	379 / 0,28	38	р	3,39	1,11	82,5	32,5	36,3	1180	1,73	1,47	21,1
			п	-	-	-	31,0	27,5	850	-	не более 1,50	(20,3)
МО-2Б	439 / 0,25	48	р	3,54	0,917	102,4	40,4	30,0	1211	1,70	1,40	22,4
			п	-	-	-	39,0	22,5	875	-	не более 1,50	(20,8)
МО-3Б	471 / 0,23	53	р	3,61	0,848	111,9	44,1	27,5	1215	1,67	1,38	23,1
			п	-	-	-	44,0	19,2	845	-	не более 1,50	(21,0)
МО-4Б	534 / 0,19	63	р	3,76	0,742	130,7	51,5	23,6	1218	1,63	1,34	24,1
			п	-	-	-	55,0	17,0	935	-	не более 1,50	(21,3)
Б-1	919 / 0,06	84	р	7,45	0,782	168,6	93,8	18,0	1685	2,28	1,35	24,7
			п	-	-	-	65,0	19,0	1235	-	не более 1,50	(21,3)
Б-2	1053/ 0,04	99	р	7,91	0,705	198,3	110,3	15,4	1694	2,24	1,32	25,3
			п	-	-	-	75,0	15,5	1240	-	не более 1,50	(21,3)
Б-3	1186/ 0,03	114	р	8,37	0,647	228,2	126,9	13,4	1706	2,22	1,30	25,7
			п	-	-	-	95,0	13,3	1300	-	не более 1,50	(21,3)

Примечание: р – расчетные данные; п – паспортные характеристики машин; значения КПД в скобках приняты по расчету согласно Этому № 14.

В таблице 15.1 представлены расчетные параметры таких ударных машин в сравнении с паспортными характеристиками соответствующих молотков и бетоноломов при сетевом давлении 5,0 ати.

Расчет показывает, что для молотков быстроходность обеспечивает значительное увеличение частоты ударов на 32...43 % при сохранении энергии удара, а для бетоноломов, наоборот, вследствие отсутствия отскока ударника, частота остается практически неизменной, зато растет энергия на 34...47 % (максимально для бетонолома Б-1). При этом, несмотря на увеличение абсолютного расхода воздуха, существенного ухудшения экономичности ударной машины не происходит: удельный расход быстроходной машины не превосходит принятого норматива 1,5 м³/мин/кВт.

За скобками исследования данной модели остались важные вопросы:

1) Каково должно быть водухораспределение быстроходной ударной машины?

2) Каковы проходные сечения ее каналов, чтобы обеспечить «мгновенное» наполнение и опорожнение камер?

По крайней мере, данная модель показывает, что у современных пневматических отбойных молотков и бетоноломов есть резервы повышения мощности и КПД, а следовательно, и производительности ударных машин без снижения их экономичности.

Стоит попробовать!

Дорогие коллеги и читатели!

В завершении Этюдов хочу еще раз подчеркнуть, что данный сборник есть размышление о пневматических отбойных молотках и о ручных машинах ударного действия вообще. В этом его главная идея: размышление, в котором Вы соучастники.

Быть может, в чем-то автор этих статей прав, а в чем-то искренне заблуждается. Но выяснение истины, преодоление заблуждений всегда рождается в диалоге, в дискуссии, в обмене мнениями и идеями, которые и есть сама жизнь науки.

К великому сожалению, такого диалога между молотошниками и учеными, конструкторами, производственниками сегодня практически нет. Мешают корпоративные интересы, старение научных кадров, ликвидация научных институтов и научных школ...

Автор хотел бы, чтобы эти Этюды послужили возобновлению диалога, оживлению интереса к проблемам отбойных молотков и ручных машин вообще, появлению новых идей, подвижников, исследователей «молоткового» дела, созданию новых машин с новыми свойствами, облегчающими труд человека и повышающими его производительность.

И потому, давайте общаться, анализировать, спорить, приводить аргументы, обсуждать проблемы, достижения и неудачи, докапываться до причин, и вместе искать истину – суть и смысл научного знания!

К тому же жить и действовать в этом процессе так интересно и замечательно!

С доброй надеждой, уважением и теплом к Вам,

автор.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Портрет Александра Александровича Скочинского
в кабинете директора АО ННЦ-ГП Института
горного дела имени А. А. Скочинского

*Академик Скочинский.
Суров на вид.
У него за науку сердце болит.
Была ведь наука, и был ей храм.
А нынче кругом
производственный хлам,
Облезлые стены,
разруха, склады...
Все кануло в Лету –
и жизнь, и труды!
Остался только один портрет.
А института Скочинского нет...*



Уважаемые коллеги!

В этом сборнике я попытался собрать «осколки» той науки по пневматическим отбойным молоткам (и шире – по ручным машинам ударного действия), которые остались после ликвидации Института горного дела им. А. А. Скочинского как научной организации.

Этот сборник также и дань памяти Вадима Афанасьевича Кашаева, инженера и ученого, создавшего современный метод и аппаратуру для измерения энергетических параметров этих машин, которую по стабильности и точности пока не превзошли нигде в мире. Его талант исследователя, энергия, целеустремленность позволили также обнаружить незатухание собственных колебаний ударника и его влияние на ударные импульсы, открыть источник вибрации «скачкообразное внедрение инструмента», исследовать его и предложить эффективные средства виброзащиты, реализованные в специализированных отбойных молотках для угольных шахт Донбасса.

Я благодарен судьбе за многолетнюю работу вместе с этим выдающимся ученым. В данном сборнике я постарался опубликовать его идеи, которые он не успел донести до широкой научной общественности при жизни, а также в меру своих сил дополнить их.

Что получилось – судить Вам.

К сожалению, ликвидация института, отсутствие соратников и действующей экспериментальной базы не позволяют вести дальнейшие работы в этих направлениях. В значительной степени изложенный здесь материал – есть обобщение опыта и работ, выполненных ранее в лаборатории динамики горных машин и борьбы с шумом и вибрацией, секторе «Импульс» и в ООО «УДАРМАШ» в 1991-2015 гг. Это теоретические исследования, которые следует проверить практикой и экспериментом.

Сегодня наука по отбойным молоткам не востребована. Лабораторные и сертификационные испытания, которые были ранее обязательными при серийном выпуске машин, при постановке их на производство, не проводятся. Заводы-производители пользуются научными и конструкторскими наработками, созданными еще в СССР. Научные кадры, носители знания и практического опыта в этой области, стремительно стареют, и некому им передавать свой опыт.

Надеюсь, что, несмотря на сложные времена, у «молотковой» науки, все-таки, найдутся энтузиасты, которым будет полезен этот сборник Этюдов об отбойных молотках!

С уважением,

молотошник Дмитрий Ямпольский

Москва-Люберцы, 2025 г.

Postscriptum в защиту отбойного молотка

Пневматический отбойный молоток – ручная машина, изобретенная на заре XX века, но так и не ставшая его символом. Символами века стали атомная энергетика, полеты в космос, стремительное развитие электроники и компьютерных технологий. На их фоне отбойный молоток выглядит некоей архаикой, древней машиной, чье место на музейной полке. В этом есть доля истины, но не вся она истинна! В отбойном молотке, как в зеркале, отразился весь XX век, развитие прикладных наук и история страны – во всем ее величии и, увы, пренебрежении к человеку.

20-е годы. Индустриализация. Развитие Донбасса. "Уголь – это настоящий хлеб промышленности". Пневматические молотки ОМСП выигрывают соревнование у электровакуумных конкурентов. Стахановское движение (1935 г.). На новых молотках страна бьет рекорды добычи угля. Рождаются научные школы по ударным машинам – в Институте горного дела СО РАН им. Н. А. Чинакала в Новосибирске¹⁸⁶, в Институте горного дела им. А. А. Скочинского в Москве¹⁸⁷ (а затем в Люберцах).

В Ленинграде создается завод "Пневматика"¹⁸⁸, выпускающий первые отечественные пневматические молотки. Во время ВОВ завод эвакуируют в Томск и до конца столетия Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева (ТЭМЗ) становится единственным монопольным производителем молотков в СССР.

В 60-е годы в серию пошли молотки с виброзащитой: МО-8П, МО-9П, МО-10П.

В соревновании научных школ происходит революция в отечественном молоткостроении: рождаются молотки МО-6К (1970 г.) – компактные, мощные, легкие, удобные в работе, диаметр ударника уменьшен с 38 мм до 32 мм, масса снижена в 1,4 раза, вибрация – в 2 раза. После модернизации ТЭМЗ выпускает типоразмерный ряд молотков МО-5ПМ, МО-6ПМ, МО-7ПМ, которые по своим техническим характеристикам превосходят аналоги ведущих зарубежных фирм.

И тем не менее на XXVII съезде КПСС (1986 г.) выступает 4 делегата-горняка и ругают, какие у нас плохие отбойные молотки. Рабочая группа из научных институтов и завода спешно создает молотки высокого технического уровня МО-2М и МО-3М с увеличенной на 10 % мощностью, сниженной на 6 дБ вибрацией¹⁸⁹ и эффективным глушителем шума, которые с небольшими изменениями выпускаются до настоящего времени.

После распада СССР в Томске появляется еще один производитель пневматических отбойных молотков – Томский завод Кузнецова (ТЗК), сегодня он основной изготовитель молотков в стране.

Россия переходит на европейские стандарты. Отменена обязательная сертификация для горной техники (2009 г.). В страну хлынули дешевые отбойные молотки из Китая – контрафакт, некачественные подделки отечественных производителей, а также молотки МО-2К с таким уровнем вибрации, что по действовавшим тогда санитарным нормам к ним нельзя было даже прикасаться.

Сегодня половина эксплуатируемых в РФ пневматических молотков импортируется из Китая. Китайские производители быстро прогрессируют, повышая качество изготовления и надежность молотков. Российский производитель умирает.

Но мы ратуем за науку, а это – детали...

Развитием каких наук мы обязаны отбойным молоткам?

Пневматика – динамика пневматического привода, термодинамика рабочего тела переменной массы – внутренние процессы молотка, совершенствование рабочего цикла.

¹⁸⁶ Основан в 1943 г. как Горно-геологический институт Западно-Сибирского филиала Академии наук СССР.

¹⁸⁷ Институт горного дела Академии наук СССР во главе с академиком А. А. Скочинским создан в 1939 г.

¹⁸⁸ Государственный завод пневматических машин «Пневматика» создан в 1920 г. В 1933 г. начал выпуск отбойных молотков для Донбасса.

¹⁸⁹ Фактически вибрация была снижена в небольшом диапазоне усилий нажатия 140...160 Н.

Механика – теория виброударных и автоколебательных систем – воздухораспределительные механизмы ударных машин и виброизоляция рукоятки при совместном синусоидальном и ударном возмущении машины.

Удар – возрождение волновой теории удара, фундаментальные исследования соударений в стержневых системах, создание прикладной теории удара, открытие д.т.н., проф. Е. В. Александрова критической массы при соударении тел, разработка тензометрического метода регистрации ударных деформаций, исследования динамики разрушения материалов при механическом ударе.

Эргономика – биодинамика тела человека, исследование механического импеданса руки и процессов колебаний в системах человек-ручная машина – создание стендов для испытаний молотков, имитирующих человека-оператора и разрушаемый материал.

Медицина – разработка и научное обоснование санитарных норм по локальной вибрации, открытие вибрационной болезни при работе с ручными машинами ударного действия.

И все это – пневматический отбойный молоток – нелюбимое дитя советского Минуглепрома.

В СССР выпускалось около 200 тысяч молотков в год. Угольная отрасль потребляла примерно треть, остальное шло строителям и дорожникам. Молотков всегда не хватало, и отбойный молоток был валютой – более твердой, чем советский рубль.

В. Б. Соколинский, д.т.н., разработчик молотков МО-6К, рассказывал: пришло в институт (ИГД им. А. А. Скочинского) письмо из Донецкого обкома партии, что новые молотки плохие, шахтеры отказываются ими работать. А на поверку оказалось, что их продали строителям. Пришлось вернуть молотки в шахты, где они с честью выдержали испытания.

Если в шахте произошел взрыв метана, первое, что искали – упавший отбойный молоток, который высек искру, вызвавшую воспламенение метановоздушной смеси.

А вибрация. Некоторые из моих коллег считают, что вибрационная болезнь была выдумана советскими гигиенистами для написания диссертаций.

Я не специалист в медицине, но, полагаю, что доля истины в этом есть.

Нигде в мире виброболезнь не признана до сих пор: есть синдром белых пальцев (псевдосиндром Рейно), наблюдаемый у рабочих на лесозаготовках, использующих цепные пилы.

Но нигде в мире не добывают уголь в таких условиях, как в Донбассе: тонкие, менее 1 м по мощности крутопадающие пласты, опасные по внезапным выбросам угля и метана, глубина до 1,5 км, максимальный геотермический градиент, температура более 30°C; взять этот уголь можно только вручную – отбойным молотком: механизированная добыча комбайнами и стругами здесь невозможна.

Нигде в мире не заставляют горнорабочего годами в таких условиях рубить уголь отбойным молотком по 6 часов в день, когда по выходу со смены его руки зудят и он не знает, куда их деть – то ли положить на ковер, то ли под ковер, чтобы унять боль.

И виноват ли тут отбойный молоток? Или вибрация – проблема социальная?

Гостиницу «Москва» в центре столицы тоже сносили отбойными молотками, причем самыми дешевыми и виброопасными – китайскими МО-2К. Кто-нибудь озаботился о здоровье тех работающих?

Сегодня государство сняло ограничения на вибрационные характеристики ручных машин и возложило ответственность за вибрационное благополучие на работодателя и работника, ввело обязательную аттестацию рабочих мест, Минтруд России утвердил Методику проведения специальной оценки условий труда. Но в большинстве своем аттестация проводится формально, если и проводится вообще...

В предлагаемых Этюдах показано, что вибрация пневматических отбойных молотков по-прежнему все еще высока и весьма далека от действующих санитарных норм, потому перед учеными, конструкторами и изготовителями стоит задача совершенствования этих машин. Но и не менее важна задача – защита работника, который держит в руках такую ударную машину.

А как обстоит дело с шумом пневматических молотков?

Отечественный производитель указывает довольно низкие уровни скорректированной звуковой мощности машин – 103...105 дБА¹⁹⁰, они обеспечиваются, в первую очередь, за счет эффективного снижения шума выхлопа. Но глушители шума отбойных молотков, выполненные из пластика, имеют низкую надежность, быстро выходят из строя, поэтому в большинстве своем молотки работают без них.

В противовес российским, молотки западноевропейских и американских фирм имеют прочные несъемные глушители шума, ресурс которых рассчитан на весь срок службы машины. Что мешает нам применять такие же?

Вообще, инерция мышления в отечественном молоткостроении свойственна нам еще с советских времен. Автор этих строк присутствовал на коллегии Минуглепрома, когда министр М.И. Щадов решал, каким должен быть механизм воздухораспределения отбойного молотка: трубчатым или пятаковым. Инженеры ТЭМЗа, конструкторы ЦНИИПодземмаша, ученые ИГД им. А. А. Скочинского и ИГД СО РАН не могли договориться по этому вопросу.

Отечественная промышленность сегодня выпускает 4 типоразмера пневматических отбойных молотков и 3 типоразмера бетоноломов. А за рубежом – десятки наименований молотков, и для разных условий эксплуатации свои типоразмерные ряды машин: для разрушения асфальта, бетона, кирпичной кладки, добычи угля и глины, срывания заклепок, работы на весу, в неудобьях, с виброзащитой и без нее, со сниженным шумом и т.п.

Одна из целей написания настоящих Этюдов – стимулировать разработку новых пневматических отбойных молотков, расширить их номенклатуру, сделать их эффективнее и безопаснее. Представленные аналитические исследования и методы анализа работы молотков применимы не только к ручным молоткам, а также и к другим машинам ударного действия с пневматическим, гидравлическим и электрическим приводом, например: ударным сверлам, перфораторам, пневмопробойникам, гидромолотам. Надеюсь, они будут полезны исследователям и разработчикам этих ударных машин.

Я начал этот Postscriptum с вопроса, закончилось ли время отбойных молотков, а хочу завершить его верой в то, что в XXI веке эра этой удивительной машины только начинается, верой в роботов, которые заменят человека с отбойными молотками и будут добывать полезные ископаемые на других планетах, помогать строить там города, как молотки помогают это делать сегодня, сейчас, повсюду на нашей Земле.



**Да здравствуют отбойные молотки – разрушающее орудие созидания,
которое сделало человека сильным и великим!**

¹⁹⁰ По ГОСТ 12.2.030 норма составляет 88,5 дБА, с индивидуальными средствами защиты слуха – 103,5 дБА.

Литература

1. Соколинский, В. Б. Машины ударного разрушения. Основы комплексного проектирования / В. Б. Соколинский. – Москва: Машиностроение, 1982. – 184 с.
2. Суднишников, Б. В. Исследование и конструирование пневматических машин ударного действия / Б. В. Суднишников, Н. Н. Есин, К. К. Тупицын. – Новосибирск: Наука, 1985. – 226 с.
3. Анисимов, В. Г., Исследование вибрационных характеристик отбойного молотка при разрушении угля и пород / В. Г. Анисимов, В. А. Кашаев., Д. З. Ямпольский // Надежность и оптимизация параметров горных машин: науч. сообщ. ИГД им. А. А. Скочинского. – Москва: Ин-т горного дела им. А. А. Скочинского, 1987. – С. 119-126.
4. Ямпольский, Д. З. Моделирование вибрации отбойного молотка и выбор рациональных параметров виброзащиты: дис. на соиск. степ. канд. техн. наук / Ямпольский Дмитрий Зиновьевич; Институт горного дела им. А. А. Скочинского. – Москва, 1991. – 278 с.
5. Профессиональные болезни / под ред. Е. М. Тареева, А. А. Безродных. – Москва: Медицина, 1976. – 408 с.
6. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания. Санитарные правила и нормы: утв. и введ. В действие Постановлением Главного государственного санитарного врача РФ от 28.01.2021, № 2. – Москва: Минздрав России, 2021. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/573500115/titles> (дата обращения 01.11.2024).
7. Патент RU 2213866 С1 Российская Федерация, МПК Е 21 С 37/24, В 25 D 9/00, 17/12 Пневматический отбойный молоток: заявлен 11.02.2022; опубликован 10.10.2033 / В. В. Аньшин, Ю. М. Башлыков, В. В. Дударев; патентообладатель ОАО «Томский электромеханический завод им. В. В. Вахрушева». – 7 с.
8. Ямпольский, Д. З. О коэффициенте полезного действия и энергетических параметрах отбойного молотка / Д. З. Ямпольский // Компрессорная техника и пневматика. – 2023. – № 4. – С. 32-38.
9. Кашаев, В.А. Определение энергетических параметров пневматических молотков тензометрическим методом / В.А. Кашаев // Повышение эффективности пневмоударных буровых машин: сборник научных трудов. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1987. – С. 104-107.
10. Есин, Н. Н. Методика исследования и доводки пневматических молотков / Н. Н. Есин; сборник под редакцией член-корр. АН СССР И. А. Чинакала. – Новосибирск: Институт горного дела СО АН СССР, 1965. – 76 с.
11. Дроздов, А. Н. Стенд для измерения энергии удара методом конечных скоростей для ручных машин ударно-вращательного действия / А. Н. Дроздов, Сергей Немков // Механизация строительства. 2014. № 12. С. 8-9. URL: <https://rucont.ru/efd/527342> (дата обращения: 13.10.2024).
12. Ямпольский, Д. З. Новые возможности метода индикаторных диаграмм для пневматических машин ударного действия / Д. З. Ямпольский, В. Б. Соколинский., В. А. Кашаев // Техника и технология разработки угольных месторождений: научные сообщения ИГД им. А. А. Скочинского. – Москва: ИГД им. А. А. Скочинского, 2003. – Вып. 325. – С. 145-154.
13. Пневматические ручные машины: справочник / Г. И. Кусницын, С. Б. Зеленецкий, С. И. Доброборский [и др.]. – Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1968. – 376 с. ил.
14. Ванаев, В. С. Оценка вибрационной безопасности отбойных молотков посредством стендовых испытаний / В. С. Ванаев, Я. Г. Готлиб, В. А. Кашаев, Д. З. Ямпольский // Безопасность жизнедеятельности. – Москва: Изд-во «Новые технологии», 2016. – № 4 (184). – С 3-17.
15. EPTA – The European Power Tools Association. Procedure 05 “Measurement of the single impact energy of rotary hammers and breakers” Version 2.0. – 23 p., 2016 / Европейская Ассоциация Производителей Электроинструмента. Корпоративный стандарт 05: Методика измерения единичной энергии удара перфораторов и отбойных молотков. Версия 2.0. 2016. – 23 с.
16. Хетагуров, Г. А. Совершенствование ручных переносных машин ударного действия / Г. А. Хетагуров, В. Г. Анисимов // Строительные и дорожные машины. – 1991. – № 12. – С. 20-22.
17. Мамонтов, М. А. Основы термодинамики тела переменной массы / М. А. Мамонтов // Тула: Приокское книжное издательство, 1970. – 88 с.
18. Сычев, В. В. Дифференциальные уравнения термодинамики / В. В. Сычев. – 3-е изд. перераб. – Москва: Издательский дом МЭИ, 2010. – 252 с.: ил.
19. Термодинамика открытых систем / М. Ю. Елагин; М-во образования и науки РФ, ГОУ ВПО "Тульский гос. ун-т". – Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. – 309 с.

20. Петреев, А. М. О некоторых режимах работы машины ударного действия / А. А. Петреев // ФТПРПИ, 1969. – № 6. – С. 25-29.
21. Герц, Е. В. Расчет пневмоприводов / Е. В. Герц, Г. В. Крейнин. – Москва: Машиностроение, 1975. – 272 с.
22. Ямпольский, Д. З. Физико-математическая модель ручной пневматической машины ударного действия с дисковым клапанным механизмом / Д. З. Ямпольский // Приводы и компоненты машин, 2021. – № 1-3. – С. 2-7.
23. Пластинин, П. И. Теория и расчет поршневых компрессоров / П. И. Пластинин. – Москва: ВО Агропромиздат, 1987. – 271 с.
24. Герц, Е. В. Пневматические приводы. Теория и расчет. / Е. В. Герц. – Москва: Машиностроение, 1969. – 359 с.
25. Математические модели ручных машин для строительного-монтажных работ с примерами реализации: учебное пособие / А. Н. Дроздов, В. В. Степанов; под ред. Б. Г. Гольдштейна; М-во образования и науки Российской Федерации, Нац. исследовательский Московский гос. строит. ун-т. – Москва: НИУ МГСУ, 2016. – 150 с.
26. Ямпольский, Д. З. Математическое моделирование вибрации отбойного молотка на ЭВМ / Д. З. Ямпольский // Горная механика и технология добычи угля: научные сообщения ИГД им. А. А. Скочинского. – Москва: ИГД им. А. А. Скочинского, 1989. – С. 197-204.
27. Ямпольский, Д. З. Образцовые удары. Закономерности. Погрешности. Примеры / Д. З. Ямпольский // Вестник научно-технического развития. – 2023. – № 170. – URL: [https:// vntr.ru/vols/2023-170/ vntr2023-170-4.pdf](https://vntr.ru/vols/2023-170/vntr2023-170-4.pdf) (дата обращения: 29.07.2023).
28. Горбунов, В. Ф. Ручные пневматические молотки / В. Ф. Горбунов, В. И. Бабуров, Г. С. Жартовский [и др.] – Москва: Машиностроение, 1967. – 184 с.
29. Животовский, А. А. Защита от вибраций и шума на предприятиях горнорудной промышленности / А. А. Животовский, В. Д. Афанасьев. – Москва: Недра, 1982. – 183 с.
30. Бабуров, В.И. Причины вибрации пневматический молотков и способы борьбы с ней / В. И. Бабуров, В. Д. Афанасьев // Известия ТПИ. – Томск, Изд. Томского университета, 1966. – Т. 146. – С. 21-27.
31. O Potrzebie zmian konstrukcyjnych Narzedzi Pneumatycznych. / R. Levandodowsky [pol.] // Ochrona Pracy, 1961 – № 4. / Левандовский Р. О трех изменениях пневматической конструкции // Охрана труда, 1961. – № 4.
32. Горбунов, В. Ф. Гидравлические отбойные молотки: сборник научных трудов под ред. П. М. Алабужева / В. Ф. Горбунов, Д. Н., Пивень, Г. С. Тен. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1983. – 93 с.
33. Клушин, Н. А. Зависимости между вибрационно-силовыми характеристиками и параметрами пневматического молотка / Н. А. Клушин // Ручные пневматические машины ударного действия с пониженной вибрацией: сборник научных трудов. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1974. – С. 38-52.
34. Липин, А. А. Исследование аксиально уравновешенной бурильной машины ударно-поворотного действия (05.05.06): автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / Липин Анатолий Алексеевич; АН СССР. Сиб. отд-ние. Секция по прочности материалов и технологии машиностроения Объедин. учен. совета по физ.-мат. и техн. наукам. – Новосибирск, ИГД СО АН СССР, 1976. – 21 с.: ил.
35. Александров, Е. В. Прикладная теория и расчеты ударных систем / Е. В. Александров, В. Б. Соколинский. – М.: Наука, 1969. – 201 с.
36. Закаблуковский, Н. Г. О влиянии скорости нагружения, соотношений масс и жесткостей бойка и инструмента на эффективность передачи удара / Н. Г. Закаблуковский, Г. Н. Покровский, Б. Н. Серпеников // Передача удара и машины ударного действия: сборник научных трудов. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1976. – С. 40-51.
37. Тупицын, К. К. Вопросы динамики пневматических машин с уравновешенным ударным механизмом / К. К. Тупицын: сборник под ред. Суднишникова В. Б. АН СССР; Сиб. отд-ние. Ин-т горного дела. – Новосибирск: Наука, Сибирское отд., 1974. – 84 с.
38. Крагельский, И. В. Узлы трения машин: Справочник. / И. В. Крагельский, Н. М. Мишин. – М.: Машиностроение, 1987. – 280 с.
39. Гопен, А. А. Исследование и разработка системы виброзащиты человека-оператора ручных машин (на примере пневматических ударных машин): автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / Гопен Альберт Адольфович; Москва: ВЦНИИОТ ВЦСПС, 1982. – 24 с.

40. Гольдштейн, Б. Г. Системы обеспечения виброзащиты оператора ручных машин: обзор / Б. Г. Гольдштейн, А. А. Гопен. – Москва; ЦНИИТЭстроймаш, 1977. – 51 с.
41. Авторское свидетельство № 1204714 СССР, МКИ Е 21с 3/24. Пневматический молоток: № 3680570; заявлен 27.12.83; опубликован 15.01.86: Б.И., 1986 № 2. – С. 121 / Н.А. Клушин, Э.А. Абраменков, В. В. Галун, В. Н. Карминский, Л. Л. Лысенко: Ин-т горного дела СО АН СССР.
42. Авторское свидетельство № 1281666 СССР, МКИ Е 21с 3/24. Пневматическая машина ударного действия: № 38790172; заявлен 23.04.86; опубликован 07.01.87: Б.И., 1987 № 1. – С.102 / Л. Б. Шилов, Ю. В. Флавицкий, Д. И. Гольцов, В. Н. Карминский, А. П. Корсак, А. Н. Киселева, А. Ю. Нанкин: ИГД им. А. А. Скочинского.
43. Авторское свидетельство № 477236 СССР, МКИ Е 21с 3/26. Ручной вибробезопасный инструмент ударного действия: 1486822; заявлен 01.11.70; опубликован 15.07.75: Б.И., 1965 № 7 – С. 11. / А. А. Гопен, И. В. Николаев, А. И. Ледников, Л. М. Дронова: ВНИИСМИ.
44. Авторское свидетельство № 169474 СССР, МКИ Е21с В21d. Устройство для амортизации отдачи пневматических машин ударного действия: № 838404; заявлен 27.05.63; опубликован 17.03.65: Б.И., 1965, № 7. – С. 11 / К.К. Тупицын, А.А. Петреев: ИГД СО АН СССР.
45. Авторское свидетельство № 1263518 СССР, МКИ . Вибробезопасная пневматическая ударная машина: № 3849753; заявлен 23.01.85; опубликован 15.10.86: Б.И. 1986, № 38. – С. 66 / Л. С. Березанский, В. Е. Файнштейн, Д. З. Ямпольский: Ин-т горного дела им. А. А. Скочинского.
46. Соломонов, Г. И. Создание и исследование пневматического исполнительного устройства ударного действия: дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / Соломонов Геннадий Игоревич; МВТУ им. Н. Э. Баумана. – Москва, 1984. – 145 с.
47. Гаун, В. А. О пропускной способности воздухораспределения с упругим клапаном / В. А. Гаун // Пневматические буровые машины: сборник научных трудов. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1984. – С. 72-79.
48. Соколинский, В. Б. Пути повышения устойчивости действия воздухораспределительных устройств быстроходных ударных машин / В. Б. Соколинский, Свороба В. Я. // Научные сообщения ИГД им. А. А. Скочинского. – Москва: 1981. – Вып. 199. – С. 71-78.
49. Михайлов, Анатолий Владимирович. Исследование и разработка методов измерения энергетических и вибрационных характеристик машин ударного действия: (05.05.06): дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: – Москва., ВЦНИИОТ ВЦСПС, 1978. – 166 с.
50. Кашаев, В. А. Тензометрический метод измерения удара. Российский опыт. Достижения и перспективы / В. А. Кашаев, Ямпольский Д. З. // Вестник научно-технического развития. – 2017. – № 2 (114). – С. 24-37. URL: <http://www.vntr.ru/ftpgetfile.php?id=1011> (дата обращения: 02.11.2024).
51. Соколинский, В. Б. 50 лет исследования и разработки ударных машин в ИГД им. А. А. Скочинского / В. Б. Соколинский // Техника и технология разработки угольных месторождений: научные сообщения. – Москва: ННЦ ГП-ИГД им. А. А. Скочинского, 2002. – Вып. 322. – С. 171-181.
52. Ванаев, В. С. О применении испытательных стендов для контроля шума и вибрации отбойных молотков / В. С. Ванаев, Я. Г. Готлиб, Д. З. Ямпольский // Вестник научно-технического развития. – 2020 – № 2 (150). С. 33-45. – URL: <http://www.vntr.ru/vols/2020-02/vntr2020-150-4.pdf> (дата обращения: 09.02.2020).
53. Проведение исследований и разработка научно-обоснованных методических рекомендаций по проведению испытаний пневматических отбойных молотков: отчет о НИР: ФГУП ННЦ ГП - ИГД им. А. А. Скочинского. – Москва, 2003 г.
54. СН 2.2.4/2.1.8.566-96 Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Санитарные нормы: приняты Постановлением Госкомсанэпиднадзора России от 31.10.1996 № 40. – Москва: Минздрав России, 1997: [действие прекращено].
55. Барон Л. И. Коэффициенты крепости горных пород / Л. И. Барон. – Москва: Наука, 1972. – 176 с.
56. Методика аттестации средств контроля вибрации ручных машин. Рекомендации Р 50- 609-32-87. – Москва: ВЦНИИОТ, 1988. – 44 с.
57. Аварийность и травматизм на предприятиях угольной промышленности в 2010-2015 годах / А. Р. Литвинов, К. С. Коликов, О. Г. Ишхнели // Научно-технический журнал ВЕСТНИК, 2017. – № 2. – С. 6-17.
58. Исследование взаимодействия инструмента и горной породы при ударном разрушении: краткий научный отчет / Е. В. Александров, В. Б. Соколинский [и др.] – Москва: ИГД им. А. А. Скочинского, 1967. – 61 с.

59. DYNALOAD: Design, construction, use and maintenance. PNEUROP, version 1.2, October, 2005. – P. 25. – URL: http://www.pneurop.eu/uploads/documents/pdf/DYNALOAD_2005.pdf13 (дата обращения 10.10.2022).
60. Глазов, А. Н. Влияние эксплуатационных параметров на характеристики пневмомолотков / А. Н. Глазов // Известия Томского политехнического университета. – 2007. – Т. 310, № 2. С. – 60-63.
61. Sue Hewitt, Graeme Hunwin, Mick Mole. The effectiveness of British Standard BS EN ISO 28927-10:2011 concerning the vibration emission of percussive drills, hammers and breakers. Research Report RR 1166. // Health and Safety Executive, 2020. – 125 p. [Отчет RR1 164 - Эффективность британского стандарта BS EN ISO 28927-10:2011 в отношении вибрации, создаваемой ударными дрелями, молотками и отбойными молотками Сью Хелвитт, Граем Ханвин, Мик Мол. – Директор по охране труда, 2020. – 125 с.]
62. Соколинский, В. Б. Методы аналитического расчета параметров неупругого удара в волновых системах: научный доклад / В. Б. Соколинский. – Москва: ИГД им. А. А. Скочинского, 1970. – 60 с.
63. Студниц, Елена Яковлевна. Исследование методов и средств защиты рабочих от вибрации пневматических молотков: автореферат дис., представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук / Моск. горный ин-т. – Москва: [б. и.], 1966. – 24 с.: ил.
64. Методика проведения специальной оценки условий труда: утв. Приказом Минтруда России № 33н от 24 января 2014 г.
65. Кашаев, В. А. Выбор виброизолятора отбойного молотка для условий угольных шахт // Горная механика: научные сообщения ИГД им. А. А. Скочинского / В. А. Кашаев, С. В. Устюжанин, Д. З. Ямпольский. – Москва, 1994. – Вып. 299. – С. 125-136.
66. Кашаев, В. А. Влияние скорости внедрения инструмента на вибрацию отбойных молотков / В. А. Кашаев, В. Г. Анисимов, Ю. В. Флавицкий, Д. З. Ямпольский // Повышение надежности пневмоударных буровых машин: сборник научных трудов под ред. А. Д. Костылева. – Новосибирск: ИГД СО АН СССР, 1987. – С. 98-104.
67. Ямпольский, Д. З. О переброске клапана пневматической ударной машины / Д. З. Ямпольский, В. А. Кашаев, В. Б. Соколинский // Сборник научных сообщений ИГД им. А. А. Скочинского. – Москва, 2010. – № 336. – С. 222–235.
68. Мамонтов, М. А. Вопросы термодинамики тела переменной массы / М. А. Мамонтов. – Москва : Обorongиз, 1961. - 56 с. : черт.; 22 см.
69. Филимонов, В. А. Моделирование работы пневмоударного механизма / В. А. Филимонов, В. П. Галета, Б. Н. Смоляницкий // ФТПРПИ, 1993. – № 1. – С. 62-68.
70. Физико-математические модели и расчет пневматических механизмов машин ударного действия: справочник / Д. Э. Абраменков, Э. А. Абраменков, В. В. Аньшин [и др.]; М-во образования Российской Федерации, Новосибирский гос. архитектурно-строит. ун-т (Сибстрин). – Новосибирск: НГАСУ, 2002.
71. Суднишников, Б. В. Воздухораспределительные устройства пневматических машин ударного действия / В. Б. Суднишников, Н. Н. Есин. – Новосибирск: Институт горного дела АН СССР редакционно-издательский отдел, 1965. – 47 с.
72. Кобринский, А. А. Виброударные системы / А. А. Кобринский, А. Е. Кобринский. – Москва: Наука, 1972. – 591 с.
73. Манжосов, В. К. Модели продольного удара / В. К. Манжосов. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. – 160 с.
74. Ямпольский, Д. З. Расчет коэффициентов расхода отбойного молотка по индикаторной диаграмме / Д. З. Ямпольский // Компрессорная техника и пневматика. – 2022 – № 1. – С. 33-37.
75. Ямпольский, Д. З. Численное моделирование продольного удара. Сравнение с экспериментом. / Д. З. Ямпольский // Вестник научно-технического развития. – 2019. – № 9 (145). – С. 30-51. – URL: <http://www.vntr.ru/vols/2019-09/vntr2019-145-4.pdf> (дата обращения: 04.09.2019).
76. Корнеев, С. В. Моделирование работы пневматических отбойных молотков для исследования вибраций / С. В. Корнеев, Д. А. Вишневецкий, Д. В. Мулов // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. – СПб.: НИЦ МС, 2021. – № 13. – С. 7–12.
77. Корнеев, С. В. Имитация стендовых испытаний пневматических отбойных молотков по ГОСТ Р 55162-2012. / С. В. Корнеев, Д. А. Вишневецкий, Д. В. Мулов // Машиностроение, машиноведение: сборник научных трудов ДонГТИ, 2022. – № 26 (69) – С. 71-82.
78. Мулов, Д. В. Модель пневматического отбойного молотка / Д. В. Мулов, С. В. Корнеев, Д. А. Вишневецкий // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного

- производства: сборник тезисов докл. VI Междунар. науч.-тех. конф. под общ. ред. В. А. Козачишена. – Алчевск: ГОУ ВО ЛНР ДонГТИ, 2021. – С. 155-158.
79. Мулов, Д. В. Результаты моделирования динамических процессов в пневматическом отбойном молотке МО-2Б / Д. В. Мулов, С. В. Корнеев, Д. А. Вишневский // Пути совершенствования технологических процессов и оборудования промышленного производства: сборник тезисов докл. VI Междунар. науч.-тех. конф. Под общ. ред. В. А. Козачишена. – Алчевск: ГОУ ВО ЛНР «ДонГТИ», 2021. – С. 158-162.
 80. Мулов, Д. В. Результаты моделирования динамических процессов в пневматическом отбойном молотке с обособленным стволом / Д. В. Мулов, Д. А. Вишневский, С. В. Корнеев, // 65 лет ДонГТИ. Наука и практика. Актуальные вопросы и инновации: сборник. тез. докл. юбилейной междунар. науч.-тех. конф. (13-14 октября 2022 г.). Часть 2. – Алчевск: ГОУ ВО ЛНР ДонГТИ, 2022. – С. 43-45.
 81. Мулов, Д. В. Разработка и обоснование параметров виброзащиты пневматических отбойных молотков: специальность 05.02.13 «Машины, агрегаты и процессы»: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / Мулов Дмитрий Валерьевич; Донбасский государственный технический университет (ДонГТИ). – Алчевск, 2023. – 21 с.
 82. Петреев, Анатолий Михайлович. О некоторых методах повышения вибробезопасности ручных пневматических машин ударного действия: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / Новосибир. электротехн. ин-т. – Новосибирск, 1965. – 22 с.
 83. Васильев, Юрий Михайлович. К вопросу вибрации ручных машин ударного действия: автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук / Каунасский политехнический институт. – Каунас, 1969. – 19 с.
 84. Васильев, Ю. М. Определение импеданса руки человека / Ю. М. Васильев, Я. Г. Готлиб, В. А. Смирнов // Влияние вибраций различных спектров на организм человека и проблемы виброзащиты: тезисы докладов. – Москва: ИМАШ им. А.А. Благонравова, 1972. – С. 211-215.
 85. Маточкин, В. В. Некоторые результаты исследования модуля и фазы механического импеданса руки / В. В. Маточкин // Борьба с шумом и звуковой вибрацией: материалы семинара. – Москва: МДНТП, 1972. – С. 136-139.
 86. Reynolds D. D., Keith R. N. Hand-arm vibration, part I: analytical model of the vibration response characteristics of the hand. // *Journal of Sound and Vibration*, 1977. – Vol. 51. – № 2. – Pp. 237-253.
 87. Reynolds D. D., Angevine E. N. Hand-arm vibration, part II: vibration transmission characteristics of the hand and arm. // *Journal of Sound and Vibration*. 1977. – Vol. 51. – № 2. – Pp. 255-265.
 88. Wood L. A. Suggs C. W. Hand-arm vibration/ Part III: A distributed parameter dynamic model of the human hand-arm system. // *Journal of Sound and Vibration*, 1978, Vol. 57, № 2. – Pp. 157-169.
 89. Сен-Венан Б. Примечания к §§ 60 и 61 французского перевода книги “Clebsch Theorie der Elasticität Karper”, Paris, 1883.
 90. Арндт, Ф. К. Исследование о передаче энергии в процессе удара с точки зрения ударного бурения / Ф. К. Арндт; ИГД при Горной Академии. – г. Клаусталь Челлерфельд [ФРГ], 1960.
 91. Кильчевский, Н. А. Динамическое контактное сжатие твердых тел / Н. А. Кильчевский. – Киев: Наукова думка, 1976. – 320 с.
 92. Н. Hertz. Über die Berührung fester elastischer Körper Gesammelte Werke, Bd I.
 93. Сирс, И. Е. О продольном ударе металлических стержней с закругленными торцами / И.Е. Сирс // *Transactions of the Cambridge Philosophical Society of Cambridge*, 1907. – Vol. XXI. - Pp. 49-105.
 94. Штаерман, И. Я. Контактная задача теории упругости / И. Я. Штаерман, чл.-кор. АН УССР. – Москва, Ленинград: Гостехиздат, 1949 (М.: 16-я тип. треста "Полиграфкнига"). – 270 с.: черт.
 95. Динник, А. Н. Удар и сжатие упругих тел / А. Н. Динник. – Киев: Избр. тр. АН УССР, 1952. – Т. 1. – 152 с.
 96. Алимов, О. Д., Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах / О. Д. Алимов, В. К. Манжосов, В. Э. Емельянец. – Москва: Наука, 1985. – 182 с.
 97. Александров, Е. В., Соколинский В. Б. Прикладная теория соударения стержней с торцами произвольной формы / Е. В. Александров, В. Б. Соколинский // Научный доклад. – Москва – Институт горного дела им. А. А. Скочинского, 1964. – 33 с.
 98. Флавицкий, Ю. В. Определение импульсов напряжения при продольном соударении упругих тел / Ю. В. Флавицкий, К. С. Хомяков // Краткий научный отчет. – Москва: Институт горного дела им. А. А. Скочинского, 1964. – 31 с.
 99. Александров, Е. В. Определение импульсов напряжения при продольном соударении упругих стержней произвольной геометрической формы / Е. В. Александров, Ю. В. Флавицкий, К. С. Хо-

- мяков // Краткий научный отчет. – Москва – Институт горного дела им. А. А. Скочинского, 1965 г. – 40 с.
100. Александров, Е. В. Исследование взаимодействия инструмента и горной породы при ударном разрушении / Е. В. Александров, В. Б. Соколинский [и др.] // Краткий научный отчет. – Москва: Институт горного дела им. А. А. Скочинского, 1967. – 61 с.
 101. Манжосов, В. К. Моделирование продольного удара в стержневых системах неоднородной структуры / В. К. Манжосов, В. В. Слепухин. – Ульяновск: УлГТУ, 2011. – 208 с.
 102. Мак-Кракен, Д. Численные методы и программирование на Фортране. Издание второе, стереотипное / Д. Мак-Кракен У. Дорн. – Москва: МИР, 1977. – 584 с.
 103. Тихонов, А. Н. Уравнения математической физики: учебное пособие для высших учебных заведений / А. Н. Тихонов, А. А. Самарский. – Изд. 5-е, стереотипное. – Москва: Главная редакция физико-математической литературы издательства Наука, 1977. – 736 с.
 104. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – Москва: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1974. – 831 с.
 105. Марочник сталей и сплавов [Текст] / сост.: Драгунов Ю. Г. [и др.]; под ред. Ю. Г. Драгунова и А. С. Зубченко. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 2015. – 1215 с.
 106. Ерофеев, В. И. Волны в стержнях. Дисперсия. Диссипация. Нелинейность / В. И. Ерофеев, В. В. Кажаяев, Н. П. Семерикова. – Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2002. – 208 с.
 107. Артоболевский, И. И. Введение в акустическую динамику машин / И. И. Артоболевский, Ю. Н. Бобровницкий, М. Д. Генкин. – Москва: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. – 296 с.
 108. ГОСТ 16844–93 Межгосударственный стандарт. «Вибрация. Требования к испытаниям механических молотков». – Москва: Стандартинформ, 2006. – 6 с.
 109. Стихановский, Б. Н. Анализ методов измерения параметров взаимодействующих тел при упругом ударе / Б. Н. Стихановский, Е. С. Чернова // Современные научные исследования и инновации. – 2011. – № 7 [Электронный ресурс]. URL: <http://web.snauka.ru/issues/2011/11/5200> (дата обращения 10.10.2023).
 110. Рындин, В. П. К вопросу измерения энергии удара бурильных машин / В. П. Рындин // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2004. – Вып. 2. – С. 45-48.
 111. ГОСТ 15997-81Е Молотки рубильные пневматические. Технические условия. – Москва: Изд. стандартов, 1981 (В настоящее время отменен).
 112. Рындин, Владимир Прокопьевич. Определение энергетических параметров и совершенствование динамики ударных систем бурильных машин: автореферат дис. ... доктора технических наук: 05.05.06 / Кузбасс. гос. техн. ун-т. – Кемерово, 2005. – 39 с.
 113. Ямпольский, Д. З. Анализ методики испытаний электрических машин с целью определения энергии удара / Д. З. Ямпольский, В. С. Ванаев // Вестник машиностроения. – 2018. – № 7. – С. 47-54.
 114. Мехеда, В. А. Тензометрический метод измерения деформаций: учеб. пособие / В. А. Мехеда. – Самара: Изд-во Самар. гос. Аэрокосм. ун-та, 2011. – 56 с.
 115. Ямпольский, Д. З. Некоторые особенности ударных импульсов машин ударного действия / Д. З. Ямпольский // Вестник научно-технического развития. – 2020. – № 4 (152). – С. 26-42. – URL: <http://www.vntr.ru/vols/2020-04/vntr2020-152-4.pdf> (дата обращения: 11.05.2020).
 116. Стихановский, Б. Н. Определение коэффициентов восстановления скоростей при ударе бойка по инструменту в узлах строительных и горных машин / Б. Н. Стихановский, Л. М. Стихановская // Вестник СибАДИ. – 2017. – Выпуск 6 (58). – С. 8-16.
 117. Didier, Will. Development and Validation of a Mathematical Model for Predicting the Performance of Rotary Hammer Drills / Will Didier // Theses and Dissertations. University of Wisconsin-Milwaukee. – 2013. – № 88. URL: <https://dc.uwm.edu/etd/88>. (дата обращения 10.10.2023) [Дидье, Уилл, «Разработка и проверка математической модели для прогнозирования производительности перфораторов» (2013). Тезисы и диссертации. 88. <https://dc.uwm.edu/etd/88>].
 118. Жуков, Иван Алексеевич. Разработка научно-методических основ исследования и совершенствования ударных систем: на примере машин, применяемых при разрушении хрупких сред: автореферат дис. ... доктора технических наук: 01.02.06 / Жуков Иван Алексеевич; [Место защиты: Том. политехн. ун-т]. – Томск, 2010. – 31 с.
 119. Городилов, Л. В. Экспериментальное исследование ударных импульсов в системе «боек-инструмент» ударного устройства при взаимодействии с массивом / Л. В. Городилов, В. П. Ефимов // Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН: Фундаментальные и прикладные вопросы горных наук. – 2019. – Том 6. – № 2. – С. 46-51.

120. Ямпольский, Д. З. Энергия удара или энергия ударного импульса: что и как измерять? / Д. З. Ямпольский // Вестник научно-технического развития. – 2021. – № 160. – С. 65-86. – URL: <https://www.vntr.ru/vols/2021-160/vntr2021-160-6.pdf> (дата обращения 25.02.2021).
121. Алимов, О. Д. О коэффициенте полезного действия пневматических бурильных молотков / О. Д. Алимов, В. Ф. Горбунов // Известия Томского ордена Трудового Красного Знамени политехнического института им. С. М. Кирова. – 1959. – Т. 108: Исследование бурильных машин. – С. 28-36.
122. Суворов, Д.Г. Индикаторный коэффициент полезного действия тепломеханической системы пневматической машины / И.Г. Суворов // Известия вузов. Строительство. – 2013. – № 9. – С. 69-76.
123. Абраменков, Д. Э. О применении бародинамического и термодинамического КПД для оценки совершенства рабочего процесса механизма машин ударного действия / Э. А. Абраменков // Известия вузов. Строительство. – 2010. – № 7. – С. 75-81.
124. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры / М. И. Френкель. – Ленинград: Машиностроение, 1969. – 744 с.
125. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. – Москва: Энергия, 1973. – 296 с.
126. Ямпольский, Д. З. К вопросу вибрации пневматических отбойных молотков / Д. З. Ямпольский // Вестник научно-технического развития. – 2023. – № 168. – С. 29-52. – URL: <http://www.vntr.ru/vols/2023-170/vntr2023-170-4.pdf> (дата обращения: 11.12.2022 г.)
127. Ямпольский, Д. З. Модель ручной пневматической машины с дисковым клапанным механизмом. Расчеты и эксперимент / Д. З. Ямпольский // Приводы и компоненты машин – 2023. – Вып. 1-3. – С. 2-6.

Соотношение между скорректированными значениями виброскорости и виброускорения для локальной вибрации

В настоящее время локальная вибрация оценивается полным среднеквадратичным значением скорректированного виброускорения, суммируемым по трем взаимно перпендикулярным осям. Это удобно с измерительной точки зрения, т.к. нет необходимости интегрировать вибрационный сигнал, которое требует применения дополнительной аппаратуры и, соответственно, вносит дополнительные искажения и погрешности.

Но для теоретического анализа вибраций удобнее пользоваться виброскоростью и виброперемещением, которые наглядно представляют процессы, происходящие в ударной машине [4] (см. виброграммы рис. 4.2 в Этюде № 4).

Согласно ГОСТ 12.1.012-90¹⁹¹ локальная вибрация нормируется в диапазоне 1...1000 Гц, причем для действующих значений виброскорости ранее были установлены корректирующие коэффициенты: для октавной полосы 8 Гц – 0,5; для октавных полос 16...1000 Гц – 1,0.

В таблице 7 Приложения 5 ГОСТ 12.1.012-90 для локальной вибрации указаны нормативные скорректированные по частоте значения виброскорости $2,0 \cdot 10^{-2}$ м/с и виброускорения $2,0$ м/с² и, соответственно, их логарифмические уровни – 112 дБ по виброскорости и 126 дБ по виброускорению. Таким образом, нормативные значения в их числовом выражении отличаются в 100 раз, а логарифмические уровни – на 14 дБ.

В ныне действующих Санитарных нормах СанПиН 1.2.3685-21 указано предельно допустимое эквивалентное скорректированное значение виброускорения $2,0$ м/с² и его логарифмический уровень 126 дБ, которые трактуются как безопасные величины для производственной вибрации. Двойное нормирование вибрации этими Санитарными нормами отменено.

Но отмена двойного нормирования никоим образом не отменяет физического соответствия между виброскоростью и виброускорением. Покажем, что с учетом коррекции на восприятие вибрации человеком, в широком диапазоне частот выполняется то же соотношение: в числовом выражении скорректированные по частоте среднеквадратичные значения виброускорения в 100 раз больше соответствующих скорректированных среднеквадратичных значений виброскорости, а их логарифмические уровни отличаются на 14 дБ.

Обратимся к действующим нормативным документам.

В ГОСТ ИСО 8041-2006 даны требования к измерительной аппаратуре для локальной вибрации. В нем установлены весовые коэффициенты полосовых и корректирующих фильтров для действующих значений виброускорения в частотном диапазоне от 1 до 4000 Гц. При этом для получения этих значений последовательно применяется полосовая и корректирующая фильтрация вибрационного сигнала¹⁹². Поскольку и полосовой и корректирующий фильтр изменяет амплитуду спектральных компонент вибрационного сигнала, фактический коэффициент коррекции на каждой частоте есть произведение модулей этих фильтров.

Пусть имеется сигнал по виброскорости $v(t)$, полученный на временном интервале $t \in [0, T]$, T – период сигнала. Действующее значение виброскорости этого сигнала определяется соотношением:

$$V = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt - \left\{ \frac{1}{T} \int_0^T v(t) dt \right\}^2}. \quad (\text{П. 1})$$

¹⁹¹ В настоящее время ГОСТ 12.1.012-90 отменен, вместо него действует ГОСТ 12.1.012-2006, но в предыдущей редакции содержится информация, необходимая нам для анализа.

¹⁹² Непонятно, зачем необходимо применять 2 фильтра, каждый из которых ограничивает амплитуду сигнала, т.е. фактически служит корректирующим фильтром.

Временная реализация измеряемого сигнала всегда конечна, и ее спектр является линейчатый.

Выберем для расчетов линейчатый спектр виброскорости, состоящий из среднегеометрических частот третьоктав с действующими значениями амплитуды $v = 1,0$ м/с, и будем рассчитывать скорректированные значения виброускорения для каждой такой спектральной линии¹⁹³.

Среднеквадратичное значение скорректированного виброускорения a спектральной линии с частотой f равно:

$$a = 2\pi f v \cdot K_{кф} K_{пф}, \quad (\text{П. 2})$$

где v – соответствующее среднеквадратичное значение виброскорости на этой частоте; $K_{кф}, K_{пф}$ – модули фильтров: корректирующего и полосового.

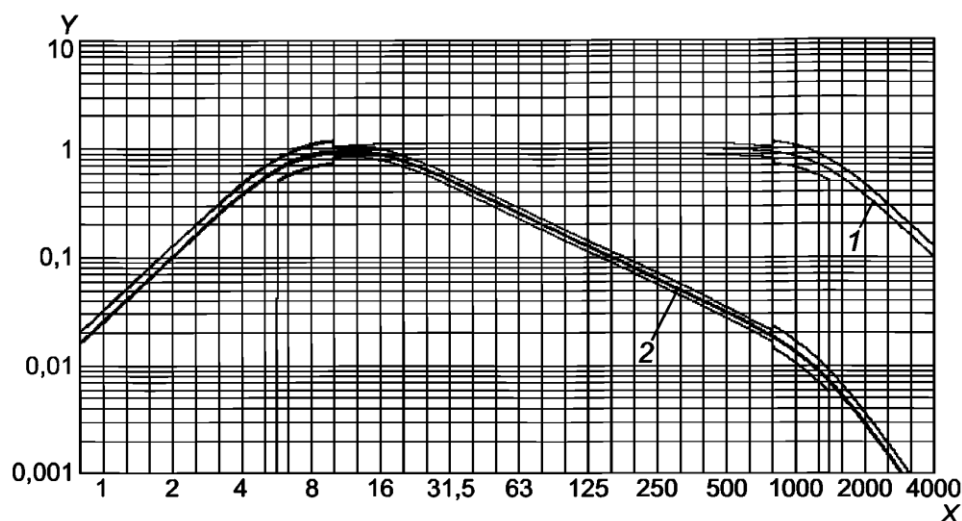


Рис. П.1 – Полосовой фильтр 1 и функция частотной коррекции 2 для виброускорения согласно ГОСТ ИСО 8041
Y – весовой коэффициент; X – частота, Гц

На рис. П.1 показаны модули полосового фильтра и фильтра частотной коррекции согласно ГОСТ ИСО 8041 (Приложение В, рис. В.11) вместе с их допусками в зависимости от частоты вибрационного сигнала.

В Таблице П.1 представлены расчеты по формуле (П.2).

Нетрудно видеть (см. выделение желтым цветом), что в диапазоне частот 16...1000 Гц в рамках заданных допусков на значения весовых коэффициентов $K_{кф}$ и $K_{пф}$ можно подобрать амплитудно-частотные характеристики полосового и корректирующего фильтров так, чтобы в каждой третьоктавной полосе, входящей в этот диапазон, величина виброускорения не отличалась от 100 м/с^2 . Измерения с помощью такого набора фильтров будут полностью соответствовать требованиям ГОСТ ИСО 8041.

Таким образом, если частота ударов ручной машины превышает 16 Гц, и в ее частотном спектре практически отсутствует энергия на частотах свыше 1000 Гц, то можно считать, что среднеквадратичные значения скорректированной виброскорости и виброускорения этой машины, в их числовом выражении, отличаются в 100 раз:

$$a = 100v, \quad (\text{П. 3})$$

¹⁹³ Полагаем, что коэффициенты коррекции виброскорости в третьоктавных полосах частот равны коэффициентам соответствующих октав, поскольку в ГОСТ 12.1.012-90 коэффициенты для третьоктавных полос частот не приведены.

а их логарифмические уровни, соответственно, – на 14 дБ

$$L_a - L_v = 20 \lg \frac{a}{10^{-6}} - 20 \lg \frac{v}{5 \cdot 10^{-8}} = 20 \lg 5 = 13,979 \cong 14,0 \text{ дБ.}$$

Если выбрать диапазон 12,5...1000 Гц, то погрешность расчета по формуле П.3 не превысит 8 % (0,7 дБ).

Практически все ручные машины ударного действия имеют частоту ударов выше 10 Гц, в частности, частота пневматических отбойных молотков при номинальном давлении сжатого воздуха варьируется от 20 до 40 Гц, а бетоноломов – от 13...20 Гц (см. Этюд № 1, табл. 1.2 – 1.5). Вибрационная энергия на частотах свыше 1000 Гц у этих машин, как правило, мала по сравнению с общим уровнем вибрации [4]. Поэтому к ним могут быть применимы полученные соотношения между скорректированной виброскоростью и виброускорением.

В свою очередь, если основная частота ударной машины более 13,3 Гц ($=15,84 \cdot \sqrt[4]{2}$), т.е. не попадает в октаву 8 Гц, то скорректированное значение виброскорости может быть рассчитано по формуле (П.1).

В этом случае

$$v = V \text{ и } a = 100V. \quad (\text{П. 4})$$

Тогда получаем скорректированное значение виброускорения по формуле (П.4) без проведения спектрального анализа и сложных расчетов коррекции вибрационного сигнала.

В дополнение к сказанному, отметим, что для анализа вибрации удобно использовать трапециевидные октавные и третьоктавные фильтры, соответствующие ГОСТ 1782. Амплитудно-частотные характеристики фильтров показаны на рис. П.2.

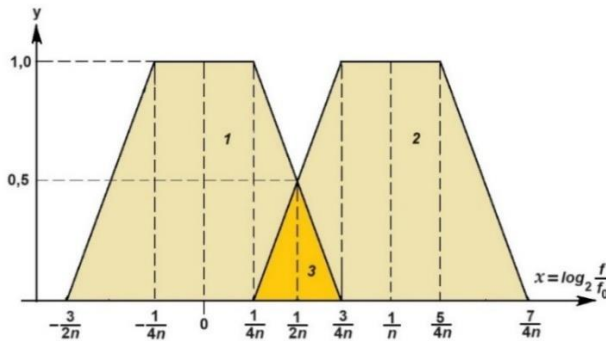


Рис. П.2 – Фильтры типа 1:n:
 $n = 1$ – октавный, $n = 3$ – третьоктавный
 Фильтрация производится для квадратов спектральных компонент

Уравнения боковых сторон трапециевидных фильтров:

- левая боковая сторона трапеции 1:	$y = 2nx + 3/2;$
- правая боковая сторона трапеции 1:	$y_1 = -2nx + 3/2;$
- левая боковая сторона трапеции 2:	$y_2 = 2nx - 1/2.$

Сумма ординат трапеций 1 и 2 в области 3 при пересечении АЧХ фильтров

$$y_1 + y_2 = -2nx + \frac{3}{2} + 2nx - \frac{1}{2} = 1.$$

Комплект таких фильтров, расположенных последовательно друг за другом в порядке возрастания их среднегеометрических частот, полностью пропускает энергию вибрационного сигнала¹⁹⁴.

¹⁹⁴ Энергия сигнала пропорциональна квадрату его действующего значения (квадрату амплитуды).

Таблица П.1 – Расчет скорректированных значений виброускорения

Треть-октава, Гц	Центральная частота, Гц	$K_{пф}$ полосового фильтра			$K_{кф}$ фильтра коррекции			Скорректированное ускорение по ГОСТ ИСО 8041, м/с ²			СКЗ виброускорения, м/с ² , рассчитанное по скорректированному СКЗ виброскорости
		Минимальный	Номинальный	Максимальный	Минимальный	Номинальный	Максимальный	Минимальное	Номинальное	Максимальное	
5	5,011872	0,421544	0,5336	0,6723	0,4305500	0,5450000	0,6867000	-	9,157822	-	-
6,3	6,309573	0,558609	0,7071	0,8909	0,5744880	0,7272000	0,9162720	6,3611958	20,385181	16,181757	19,822110
8	7,943282	0,668103	0,8457	1,0656	0,6897490	0,8731000	1,1001060	11,4996434	36,851926	29,253059	24,954557
10	10,000000	0,826899	0,9291	1,0406	0,8467460	0,9514000	1,0655680	21,9965967	55,539949	34,834656	31,415927
12,5	12,589254	0,863211	0,9699	1,0863	0,8522640	0,9576000	1,0725120	58,1930310	73,466773	92,156720	79,100616
16	15,848932	0,879053	0,9877	1,1062	0,7972620	0,8958000	1,0032960	69,7904491	88,108129	110,522837	99,581776
20	19,952623	0,885550	0,9950	1,1144	0,6959800	0,7820000	0,8758400	77,2662287	97,546053	122,361769	125,366028
25	25,118864	0,888220	0,9980	1,1178	0,5759190	0,6471000	0,7247520	80,7349949	101,925256	127,855041	157,826479
31,5	31,622777	0,889288	0,9992	1,1191	0,4620880	0,5192000	0,5815040	81,6482706	103,078236	129,301339	198,691765
40	39,810717	0,889733	0,9997	1,1197	0,3658790	0,4111000	0,4604320	81,4286154	102,800928	128,953485	250,138112
50	50,118723	0,889911	0,9999	1,1199	0,2887160	0,3244000	0,3633280	80,9090860	102,145040	128,130738	314,905226
63	63,095734	0,889911	0,9999	1,1199	0,2278400	0,2560000	0,2867200	80,3815571	101,479052	127,295323	396,442191
80	79,432823	0,890000	1,0000	1,1200	0,1801360	0,2024000	0,2266880	80,0148120	101,016049	126,714531	499,091149
100	100,000000	0,890000	1,0000	1,1200	0,1425780	0,1602000	0,1794240	79,7301154	100,656629	126,263675	628,318530
125	125,892541	0,889911	0,9999	1,1199	0,1130300	0,1270000	0,1422400	79,5646525	100,447737	126,001641	791,006164
160	158,489319	0,889911	0,9999	1,1199	0,0896230	0,1007000	0,1127840	79,4229328	100,268821	125,777209	995,817761
200	199,526231	0,889733	0,9997	1,1197	0,0710932	0,0798800	0,0894656	79,2989852	100,112341	125,580920	1253,660285
250	251,188643	0,889288	0,9992	1,1191	0,0564082	0,0633800	0,0709856	79,1707103	99,950398	125,377779	1578,264790
315	316,227766	0,888220	0,9980	1,1178	0,0447314	0,0502600	0,0562912	78,9428692	99,662756	125,016961	1986,917651
400	398,107171	0,885550	0,9950	1,1144	0,0354220	0,0398000	0,0445760	78,4632032	99,057194	124,257344	2501,381122
500	501,187234	0,879053	0,9877	1,1062	0,0279193	0,0313700	0,0351344	77,2857550	97,570704	122,392692	3149,052259
630	630,957344	0,863211	0,9699	1,0863	0,0217783	0,0244700	0,0274064	74,5282305	94,089421	118,025770	3964,421912
800	794,328235	0,826899	0,9291	1,0406	0,0165718	0,0186200	0,0208544	68,3914825	86,341980	108,307380	4990,911488
1000	1000,000000	0,668103	0,8457	1,0656	0,0106334	0,0134600	0,0169596	44,6370455	71,522265	113,548748	6283,185300
1250	1258,925412	0,558609	0,7071	0,8909	0,0070626	0,0089400	0,0112644	31,2070277	50,003249	79,385158	7910,061641
1600	1584,893192	0,421544	0,5336	0,6723	0,0042336	0,0053590	0,0067523	17,7718905	28,476030	45,208546	9958,177609
2000	1995,262315	0,000000	0,3699	0,4661	0,0000	0,0029500	0,0037170	0,0000000	13,680004	21,718374	12536,602847
2500	2511,886432	0,000000	0,2436	0,3069	0,0000	0,0011544	0,0014545	0,0000000	4,438267	7,046193	15782,647902
3150	3162,277660	0,000000	0,1565	0,1972	0,0000	0,0007878	0,0009926	0,0000000	2,449685	3,889119	19869,176509
4000	3981,071706	0,000000	0,0995	0,1254	0,0000	0,0003978	0,0005012	0,0000000	0,990074	1,571842	25013,811218

О компании ООО «УДАРМАШ»

«УДАРМАШ» – научная и инженерная производственная компания, основанная в 1998 г. молотошником и ученым Кашаевым Вадимом Афанасьевичем.

«УДАРМАШ» работает на рынке профессионального пневматического ударного инструмента.

Сотрудники «УДАРМАШ» – выходцы из лаборатории удара и вибрации Института горного дела имени А. А. Скочинского, той, в которой разработаны легендарные отечественные отбойные молотки МО-6К, МО-6ПМ, МО-2, МО-2М, по праву считающиеся одними из лучших в мире.

«УДАРМАШ» сотрудничает со всеми заводами РФ, производящими молотки, бетоноломы и пневмоинструмент, поставляет и обслуживает их продукцию и в то же время разрабатывает новые совершенные ударные машины.

За 25 лет нашего существования нам есть чем гордиться:

- «УДАРМАШ» создал компьютерный комплекс УИПУ-4М для измерения энергетических параметров машин ударного действия, который по своей точности и стабильности не имеет аналогов в мире; сегодня он обслуживает производство АО Томского электромеханического завода им. В. В. Вахрушева;
- «УДАРМАШ» модернизировал стенд СОРП для вибрационных испытаний отбойных молотков во всем диапазоне усилий нажатия и скоростей внедрения рабочего инструмента;
- «УДАРМАШ» первым в РФ провел сертификационные испытания молотков МО-1Б ТЭМЗ им. В. В. Вахрушева, горных перфораторов, импортных гайковертов;
- «УДАРМАШ» разработал ГОСТ Р 55162–2012 «ОБОРУДОВАНИЕ ГОРНОШАХТНОЕ. МОЛОТКИ ОТБОЙНЫЕ ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ. ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ И МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЙ», дающий объективную оценку вибрационным характеристикам ударной машины с учетом ее энергетических параметров. ГОСТ действует с 2014 года;
- «УДАРМАШ» обладает мощной производственной базой, где выполняет капитальный ремонт отбойных молотков и бетоноломов, изготавливает запасные части к ним, которые по качеству не уступают заводским деталям, а по и надежности превосходят их;
- «УДАРМАШ» активно ведет научные исследования по пневматическим отбойным молоткам, ее результатом стали модернизированные бетоноломы повышенной надежности и эргономичности, которые эксплуатирует более четверти компрессорщиков московского региона.

Сегодня «УДАРМАШ» работает, продолжая научные исследования и традиции ИГД им. А. А. Скочинского, их результатом стал настоящий сборник.



ЭТЮДЫ ОБ ОТБОЙНЫХ МОЛОТКАХ

Ямпольский Дмитрий Зиновьевич,
кандидат технических наук (1991 г.), работал в лаборатории динамики горных машин и борьбы с шумом и вибрацией Института горного дела им. А. А. Скочинского (1983-2001 гг.), имеет научные труды в области виброзащиты ручных ударных машин, расчета динамики внутренних пневматических процессов и стержневых ударных систем; генеральный директор ООО «УДАРМАШ»

**ТЕОРИЯ.
РАСЧЕТЫ.
РАЗМЫШЛЕНИЯ**

*Я патриот
отбойного молотка.
Ударом бьется
моя строка
В гранит науки!
Сквозь будней сито
Ищу в осколках я,
Что не открыто!
Для человечества,
Его могущества
Над миром косности –
Добыча сущего.
Труды немалые,
И зерна истины
Кладу в анналы я
Строкою письменной
Во храм науки той,
Что молотковая,
По веку древняя,
Но вечно новая, –
Натурой грубою,
Весомой, зримою,
Поверив практикой
Неумолимою!*

