

УДК 69.002.5:622.23.05

ФОРМИРОВАНИЕ УДАРНОГО ИМПУЛЬСА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ИСПОЛНЕНИЯ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ ПОЛОСТИ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРНОГО УЗЛА

П.Я. Крауиньш, В.Н. Дерюшева

Томский политехнический университет

E-mail: vderusheva@tpu.ru

С использованием математического моделирования изучено влияние параметров среды промежуточной полости формирователя пневмогидравлического ударного узла на форму и длительность ударного импульса. Показано как, изменяя параметры и конструктивное исполнение формирователя и промежуточной полости, можно увеличивать эффективность удара.

Ключевые слова:

Пневмогидравлический ударный узел, ударный импульс, форма ударного импульса, математическое моделирование, ударные механизмы, пневмогидравлические установки, удар.

Key words:

Pneumatic-hydraulic shock unit, shock pulse, shock pulse form, mathematical modeling, shock mechanism, pneumatic-hydraulic devices, shock.

Несмотря на большое количество работ [1–3] посвященных исследованию влияния конфигурации ударника на форму и длительность ударного импульса, а тем самым и на его эффективность, до сих пор не исследована возможность управления ударным импульсом, не изменяя конструкцию ударного узла. Нами предложена конструктивная схема пневмогидравлического ударного узла с формирователем, полость которого заполнена упругой или вязкоупругой средой.

Целью данной работы является определение влияния параметров среды промежуточной полости формирователя на форму и длительность ударного импульса.

На рис. 1 представлена конструктивная схема пневмогидравлического ударного узла, подробно приведенная в [4–6]. В качестве аккумулятора потенциальной энергии используется газовая полость – 15, содержащая для разделения газовой и жидкостной среды мембрану – 13. В корпусе – 1 расположен ступенчатый поршень-боек – 2. Для формирования ударного импульса, передаваемого через промежуточный боек – 4 и наголовник – 10, применяется формирователь – 16 и промежуточная полость – 3, размещенные в цилиндрической расточке поршня-бойка – 2. Взвод поршня-бойка – 2 с промежуточным бойком – 4 осуществляется давлением жидкости $p_{гид}$ в гидравлической полости – 12, а разгон – давлением p_0 в газовой полости – 15. Синхронное переключение напорной и сливной магистралей происходит с помощью распределителей – 6 и 7 соответственно.

Работу пневмогидравлического ударного узла можно разделить на циклы: разгон, удар, торможение и реверс. Сначала происходит разгон поршня-бойка, затем, пересекая координату x_{10} происходит удар промежуточного бойка об обрабатываемую среду через наголовник, и в промежуточной полости формируется сила ударного импульса. Когда поршень-боек пересекает координату x_{20} , происходит синхронное переключение сливной магистрали на напорную, и поршень-боек под действием сил в гидравлической полости $P_{гид}$ и силы в промежуточной

полости $P_{имп}$ тормозится и приводится в реверс. Двигаясь обратно (цикл реверса), поршень-боек снова пересекает координату x_{10} , после которой промежуточный боек перестает контактировать с наголовником, и сила ударного импульса становится равной нулю. Если обрабатываемая среда отсутствует или является слишком хрупкой, то промежуточный боек во время столкновения с наголовником не останавливается, а значит, в промежуточной полости не образуется сила ударного импульса $P_{имп}$. В этом случае поршень-боек пересекает координату x_{00} и попадает в буферную полость, в которой резко возрастает давление $p_{буф}$, действуя на торец поршня-бойка, образует силу $P_{буф}$ и останавливая поршень-боек, а давление в напорной магистрали $p_{гид}$ возвращает его в начальное положение. При пересечении поршнем-бойком начальной точки происходит синхронное переключение напорной магистрали на сливную, и начинается цикл разгона.

Математическая модель содержит уравнения, описывающие динамику пневмогидравлического ударного узла в каждом цикле, и имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{ll} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + P_\alpha + c_r \cdot x_1 = P_0, & \\ \text{при } x_1 < (x_{10} + x_{наг}) \text{ и } V_1 > 0; & \text{Разгон} \\ m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + P_\alpha + c_r \cdot x_1 = P_0 - P_{имп}, & \\ \text{при } x_{20} > x_1 > (x_{10} + x_{наг}) \text{ и } V_1 > 0; & \text{Удар} \\ m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + P_\alpha + c_r \cdot x_1 = P_0 - P_{гид} - P_{имп}, & \\ \text{при } x_{00} > x_1 > x_{20} \text{ и } V_1 > 0; & \text{Торможение} \\ m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + P_\alpha + c_r \cdot x_1 = P_0 - P_{имп} - P_{буф}, & \\ \text{при } x_1 > x_{00} \text{ и } V_1 > 0; & \text{Буферное торможение} \\ m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + P_\alpha + c_r \cdot x_1 = P_0 - P_{гид}, & \\ \text{при } x_{00} > x_1 \text{ и } V_1 < 0; & \text{Реверс} \end{array} \right.$$

Так как координата перемещения поршня-бойка x_1 изменяется в зависимости от времени, то форму импульса можно представить в виде зависимости силы ударного импульса от времени (рис. 2).

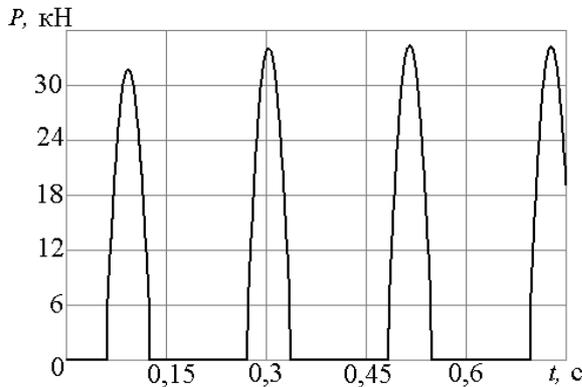


Рис. 2. График изменения силы ударного импульса по времени при использовании встроенного упругого элемента в промежуточной полости. Упругая среда

Если предварительное сжатие упругого элемента (металлической, газовой, эластомерной пружины и т. д.) намного превышает сжатие при формировании удара, то сила ударного импульса примет вид, представленный на рис. 3.

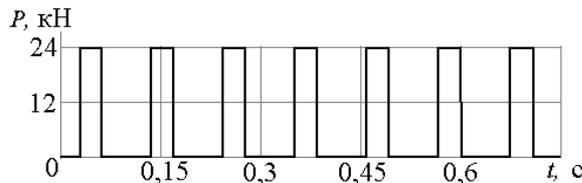


Рис. 3. График изменения силы ударного импульса по времени при использовании встроенного упругого элемента в промежуточной полости. Упругая среда

В этом случае приведенная жесткость упругого элемента не оказывает влияния на формирование ударного импульса, и форма импульса будет в виде одной ступени, амплитуда которой определяется предварительным сжатием пружины $P_{пред}$. В этом случае сила ударного импульса описывается выражением:

$$P_{имп}^{пр} = P_{пред} = k_d P_0,$$

где k_d – коэффициент, учитывающий насколько сила предварительного сжатия упругого элемента больше силы в газовой полости.

Так же был рассмотрен вариант конструктивного исполнения, когда в поршень-боек встраивается регулируемый клапан – 3 (рис. 4), соединяющий промежуточную полость с жидкостной частью газовой полости, настроенный на необходимое давление.

После соударения с наголовником промежуточный боек останавливается, а поршень-боек продолжает двигаться, и через регулируемый клапан – 3 жидкость из промежуточной полости формователя попадает в газовую полость. При возвращении поршня-бойка в исходное положение жид-

кость через обратный клапан – 4 попадет обратно в промежуточную полость, при этом на промежуточный боек действует давление, равное давлению в газовой полости. Когда поршень-боек пересекает координату x_{10} , импульс снимается.

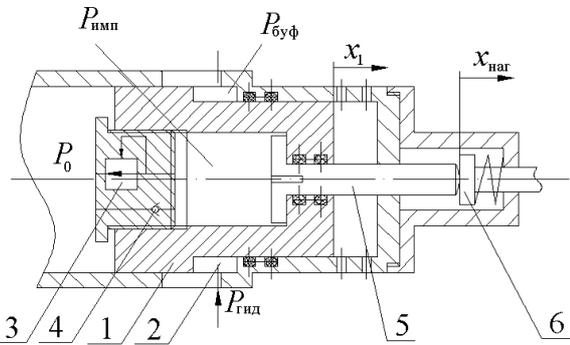


Рис. 4. Принципиальная схема промежуточной полости с встроенным регулируемым клапаном: 1) поршень-боек; 2) гидравлическая полость; 3) регулируемый клапан; 4) обратный клапан; 5) промежуточный боек; 6) наголовник

Таким образом, при торможении поршня-бойка амплитуда ударного импульса будет зависеть от величины давления, на которое настроен регулируемый клапан. Умножив давление в полости формователя на площадь торца промежуточного бойка в полости формователя, получим силу, действующую в формователе. Данную зависимость можно представить следующим образом:

$$P_{имп}^{пр} = k_n P_0, \text{ при } V_1 > 0, \quad (1)$$

где k_n – коэффициент, учитывающий насколько сила в промежуточной полости больше силы в газовой полости.

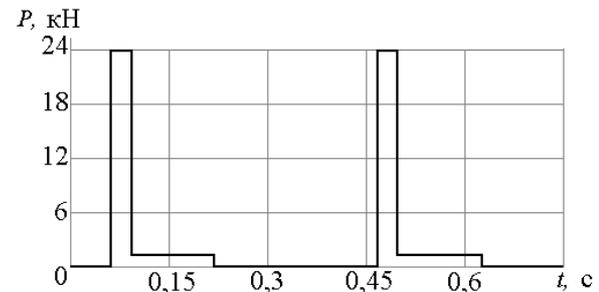


Рис. 5. График изменения силы ударного импульса по времени при использовании встроенного упругого элемента в промежуточной полости. Упругая среда

При возвращении поршня-бойка в начальное положение давление в газовой полости и в промежуточной полости формователя станет одинаковым. Так как площадь торца промежуточного бойка, расположенного в промежуточной полости, намного меньше площади торца поршня-бойка в газовой полости, то сила, образованная давлением в газовой полости, будет намного больше силы в промежуточной полости, тогда ур. (1) при $V_1 < 0$ примет вид:

$$P_{имп}^{кл} = P_0 \frac{S_{б.2}}{S_{п.б.}}$$

где S_{62} – площадь торца промежуточного бойка, расположенного в промежуточной полости; $S_{п.б.}$ – площадь торца поршня-бойка в газовой полости.

В этом случае импульс будет состоять из двух ступеней (рис. 5). При разгоне поршня-бойка амплитуда импульса будет соответствовать давлению настройки на регулируемом клапане, а при движении поршня-бойка в обратном направлении амплитуда импульса будет соответствовать давлению в газовой полости.

В последнем варианте конструктивного исполнения промежуточной полости предлагается установить в поршне-бойке дроссель с обратным клапаном (рис. 6).

В результате получаем, что при возрастании давления в промежуточной полости формирователя малая часть жидкости через дроссель – 3 (рис. 6) сбрасывается в газовый аккумулятор с определенной скоростью. При возвращении поршня-бойка в исходное положение жидкость через обратный клапан – 4 попадает обратно в промежуточную полость.

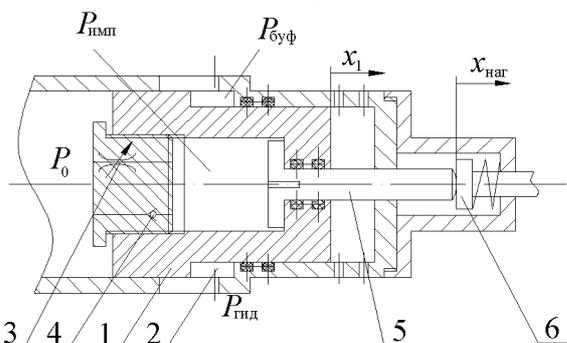


Рис. 6. Принципиальная схема поршня-бойка с встроенным регулируемым дросселем: 1) поршень-боек; 2) гидравлическая полость; 3) регулируемый дроссель; 4) обратный клапан; 5) промежуточная полость; 6) наголовник

Определим силу ударного импульса через расход жидкости в полости для формирования ударного импульса по формуле [7]:

$$Q_{пол} = \mu f_{др} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \sqrt{p_{имп}^{др} - p_0}, \quad (2)$$

где $Q_{пол} = V_1 S_{62}$ – расход жидкости в полости для формирования ударного импульса; V_1 – скорость поршня-бойка; μ – коэффициент расхода; g – ускорение силы тяжести; γ – удельный вес; $f_{др}$ – площадь проходного сечения дросселирующей щели; $p_{имп}^{др}$ – давление в промежуточной полости формирователя.

Из уравнения (2) выразим давление, которое образуется в полости для формирования ударного импульса:

$$p_{имп}^{др} = \left(\frac{V_1 S_{62}}{\mu f_{др}} \right)^2 \frac{\gamma}{2g} + p_0.$$

Умножив обе части уравнения на площадь S_{62} торца промежуточного бойка, находящегося в по-

лости для формирования ударного импульса, получим силу ударного импульса:

$$P_{имп}^{др} = V_1^2 \left(\frac{S_{62}}{\mu f_{др}} \right)^2 \frac{\gamma S_{62}}{2g} + P_{пред}, \quad (3)$$

где $P_{пред} = p_0 S_{62}$ – сила, созданная в промежуточной полости формирователя ударного импульса предельным давлением жидкости, и это давление равно давлению в газовой полости.

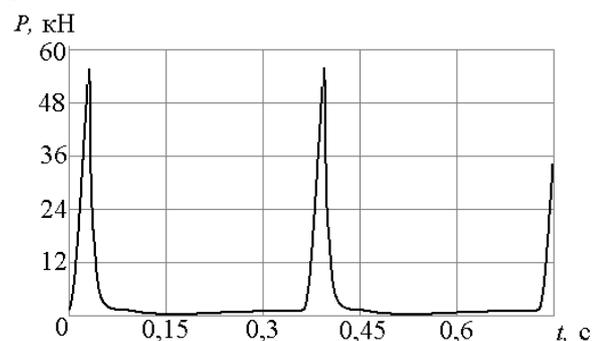


Рис. 7. График изменения силы ударного импульса по времени при использовании встроенного дросселя в промежуточной полости. Вязкоупругая среда

Отсюда следует, что сила ударного импульса зависит уже не от перемещения поршня-бойка, а от его скорости, площади проходного сечения дросселирующей щели и площади торца промежуточного бойка. Уравнение (3) можно представить в виде:

$$P_{имп}^{др} = \alpha_{др} V_1^2 + P_{пред},$$

где $\alpha_{др} = \left(\frac{S_{62}}{\mu f_{др}} \right)^2 \frac{\rho S_{62}}{2}$ – коэффициент пропорциональности.

Таким образом, впервые предложено применить в пневмогидравлическом ударном узле формирователь импульса, который позволяет создать ударный импульс либо постоянной величины, либо зависящий от координаты перемещения поршня-бойка, либо его скорости.

Выводы

1. Разработана конструкция пневмогидравлического ударного узла с формирователем ударного импульса.
2. Установлено, что конструктивное исполнение регулируемого формирователя пневмогидравлического ударного узла и его промежуточной полости влияет на форму и длительность ударного импульса, а, значит, на его эффективность.
3. Представлены четыре варианта формы ударного импульса, полученные при различных упругих и вязкоупругих средах промежуточной полости.

Статья рекомендована к печати Оргкомитетом IV Международной научно-технической конференции «Современные проблемы машиностроения» г. Томск 26-28.11.2008 г.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Еремянц В.Э. Метод расчета ударных систем с элементами различной конфигурации. – Фрунзе: Илим, 1981. – 70 с.
2. Жуков И.А. Формирование упругих волн в волноводах при ударе по ним полукатеноидальными бойками: Дис. ... канд. техн. наук. – Томск, 2005. – 132 с.
3. Янцен И.А. Изыскание и исследование систем с гидропневмоударными устройствами применительно к созданию исполнительных органов машин активного действия: Дис. ... д-ра техн. наук. – Томск, 1972. – 268 с.
4. Дерюшева В.Н., Крауиньш П.Я. Модель первого каскада пневмогидравлического ударного механизма // Современные техника и технологии: Труды XII Междунар. научно-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Томск, 2006. – Т. 1. – С. 219–221.
5. Дерюшева В.Н., Крауиньш П.Я. Влияние потерь на формирование энергии удара // Современные проблемы машиностроения: Труды III Междунар. научно-технич. конф. – Томск, 2006. – С. 160–162.
6. Дерюшева В.Н., Крауиньш П.Я. Исследование влияния отклонения корпуса на цикл работы пневмогидравлического ударного механизма // Современные техника и технологии: Труды XIII Междунар. научно-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых. – Томск, 2007. – Т. 1. – С. 240–242.
7. Свешников В.К. Станочные гидроприводы. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.

Поступила 29.06.2009 г.

УДК 621.83

АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ РЕДУКТОРА ДЛЯ ПРИВОДА ПОДАЧ БУРОВОЙ КОРОНКИ ГОРНОШАХТНОГО КОМБАЙНА

Е.А. Ефременков

Томский политехнический университет
E-mail: ephrea@mail.ru

Рассмотрены кинематические схемы передач с промежуточными телами качения, выполнен их структурный анализ, сравнительный анализ технических характеристик различных конструкций планетарного редуктора. Выбрана схема планетарного редуктора привода подач буровой коронки.

Ключевые слова:

Передачи с промежуточными телами качения, редуктор блока подач, кинематическая схема, структурный анализ, степень свободы.

Key words:

Transmissions with intermediate solids of revolution, reducer of feeding unit, kinematic scheme, structural analysis, degree of freedom.

При проектировании буровых машин для горно-шахтных проходческих комбайнов возникла проблема уменьшения диаметральных габаритов редуктора для привода подач буровой коронки, металлоемкости, а также повышения надежности и ресурса. В настоящее время в этом механизме используется двухступенчатая эвольвентная планетарная передача, однако диаметральные габаритные размеры редуктора не устраивают потребителя, поскольку весь механизм не может разместиться в выработке. Эта проблема была обозначена одним из машиностроительных предприятий. Существующий планетарный редуктор имеет диаметральный габарит 640 мм, осевой – 830...900 мм, передаточное отношение $U=60$, выходной крутящий момент 20 кН·м, ресурс работы редуктора 12 тыс. ч. По заданию заказчика необходимо при том же передаточном отношении и крутящем моменте обеспечить диаметральный габаритный размер не более 400 мм, а ресурс работы 20 тыс. ч.

Использованием приводных механизмов на базе передач с промежуточными телами качения

(ПТК) можно достичь наименьших габаритных размеров механизма. Редукторы на базе передач с ПТК изготавливаются рядом фирм г. Томска. Однако редукторы, выпускаемые предприятиями в настоящее время, не могут обеспечить весь комплекс требуемых технических характеристик. В российской литературе кинематические схемы передач с ПТК практически не рассмотрены [1]. Недавно была выполнена работа [2], в которой подробно рассматривалась схема, на основе которой проектируются и изготавливаются редукторы томскими фирмами. Поэтому необходима разработка новых схем передач с ПТК, способных обеспечить комплекс необходимых технических характеристик. Ниже проведем анализ кинематических схем различных передач, позволяющих снизить диаметральные габаритные размеры механизма.

Уменьшить габаритные размеры с одновременным увеличением нагрузочной способности редуктора можно, используя планетарные передачи с внецентроидным зацеплением [1]. В указанной монографии описаны в основном цевочные передачи,