УДК 621.81

Д. И. ЧЕРНЯВСКИЙ
Д. Д. ЧЕРНЯВСКАЯ

Омский государственный технический университет

ЭФФЕКТИВНОСТЬ УДАРНЫХ РЕДУКТОРОВ

В статье обосновывается актуальность применения величины, называемой «механический импульс энергии». Физический смысл данной величины состоит в том, что она характеризует эффективность изменения энергетического состояния тела. Если физический объект является источником энергии, которая преобразуется в его механическое движение, величина импульса энергии должна стремиться к максимуму. И наоборот, если главной задачей является экономичное использование энергетических ресурсов, величина импульса энергии должна быть минимально возможной. В работе рассмотрены примеры использования импульса энергии для определения эффективности ударно-импульсных редукторов.

Ключевые слова: энергия, механический импульс, удар, ударно-импульсный редуктор.

Механизмы, формирующие одновременное воздействие вращательного и поступательного ударных импульсов, широко применяются в перфораторах, ударных дрелях, гайковертах и других машинах, предназначенных для механизации сборочно-монтажных работ, пробивки шпуров в строительных и горных материалах, а также и других аналогичных целях.

Рассмотрим возможность использования таких механизмов в качестве силовых ударно-импульсных редукторов, преобразующих энергию ударного процесса в тяговое усилие на рабочем органе подъемно-транспортного оборудования, например, лебедке. Характерной чертой всех импульсных редукторов является формирование силового импульсного воздействия значительной по силе мощности и краткой длительности. Продолжительность ударного взаимодействия зависит от многих факторов, но его длительность, как правило, составляет десятки и сотни микросекунд. Необходимо определить рациональность использования значительных по величине, но кратковременных по длительности, силовых воздействий для совершения той или иной механической работы [1 – 4].

Как известно, в механике деформируемого твердого тела широко используются кинематические и динамические величины. Кинематические величины являются величинами нулевого измерения относительно силы, потому что они зависят только от времени и от пространства. К таким величинам относят скорость, ускорение, угловую скорость и угловое ускорение. Динамическими величинами являются такие понятия, как масса, количество движения, кинетическая энергия движения тела, импульс силы и работа силы. Рассмотрим более подробно последние два понятия.

Импульсом силы называется произведение силы на бесконечно малый промежуток времени ее действия, т.е.

$$dI=Fdt\,. \qquad (1)$$

Работой силы называется произведение силы на бесконечно малый промежуток пройденного телом под действием этой силы пространства:

$$dA=Fds\,. \qquad (2)$$

Обратим внимание на то, что эти две величины неразрывно связаны друг с другом. Под действием импульса силы тело либо перемещается, либо совершает работу против сил, которые препятствуют его перемещению. И наоборот, работа, совершаемая телом или над телом, всегда происходит в течение некоторого промежутка времени вследствие пространственно-временных координат нашего мира. Поэтому существует необходимость определить некоторую интегральную характеристику, которая бы связала импульс силы и работу силы.

Рассмотрим прямолинейное движение материальной точки. Если материальная точка не имеет начальной скорости или имеет скорость, направленную по силе, а сила имеет постоянное направление, то движение материальной точки будет совершаться по прямой линии, имеющей направление силы. Приняв эту прямую за ось OX, получим вместо трех дифференциальных уравнений движения только одно:

$$F_x=m\frac{d^2x}{dt^2}\,. \qquad (3)$$

Перепишем формулу (3):

$$F_x dt=m\frac{d^2x}{dt^2}dt\,. \qquad (4)$$

Выражение $\frac{d^2x}{dt^2}$ можно представить в виде:

$$\frac{d^2x}{dt^2}=\frac{d}{dt}\left(\frac{dx}{dt}\right)=\frac{dV}{dt}\,, \qquad (5)$$

$$\frac{dV}{dt}=\frac{dV}{dx}\frac{dx}{dt}=V\frac{dV}{dx}\,. \qquad (6)$$

Пользуясь выражениями (5) и (6), уравнение движения представляем в двух видах:

$$F_x=mV\frac{dV}{dx}\,, \qquad (7)$$

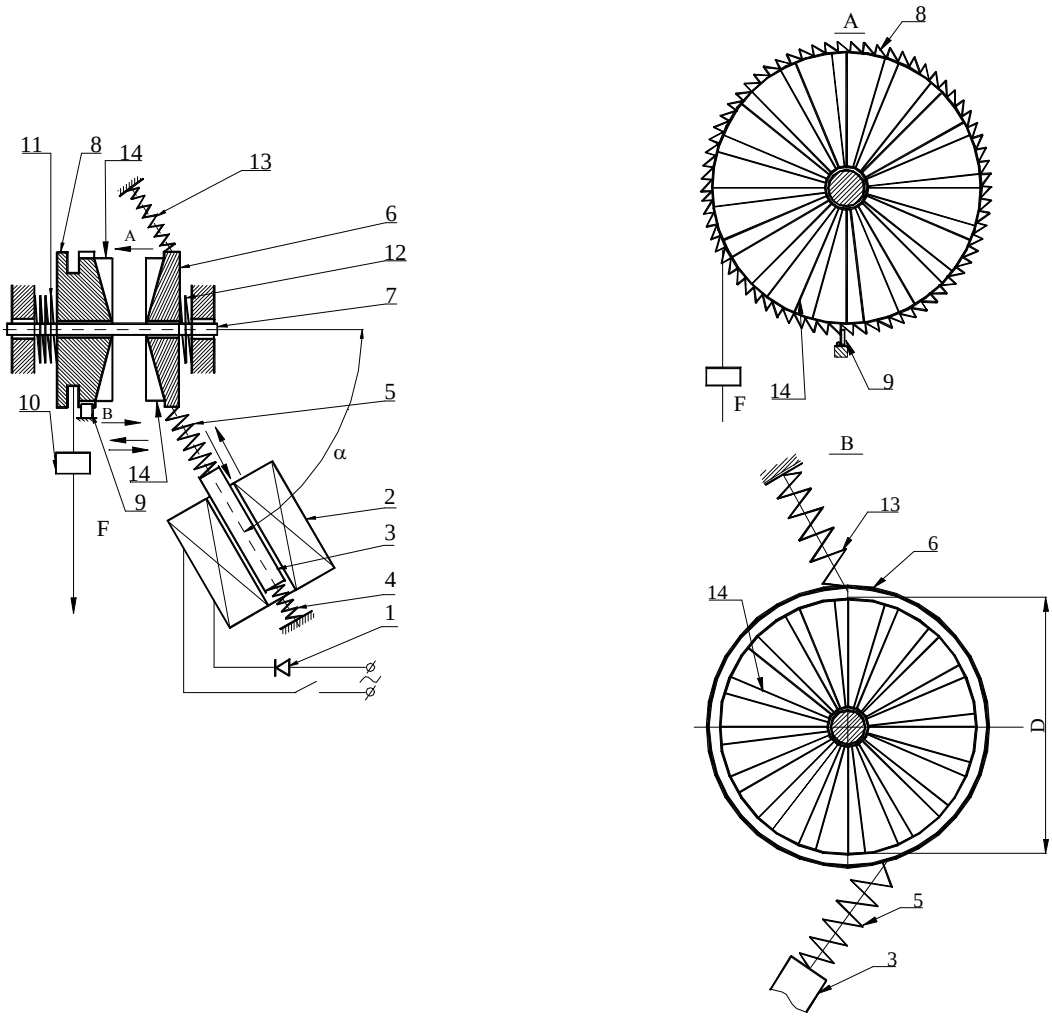


Рис. 1. Ударно-импульсная передача

$$F_x = m\frac{dV}{dt}. \quad \textbf{(8)}$$

Подставим уравнение (7) в выражение (4):

$$F_x dt = mV\frac{dV}{dx}dt. \quad \textbf{(9)}$$

Преобразуем уравнение (9) и проинтегрируем по dt:

$$\int_0^t F_x dt dx = tmVdV + C_1. \quad \textbf{(10)}$$

Определяем произвольное постоянное C_1 по начальным данным. Пусть в начальный момент времени $t=t_0$, $v=v_0$, $x=x_0$, тогда уравнение (10) примет вид:

$$\int_0^{t_0} F_x dt dx = t_0 mVdV + C_1, \quad \textbf{(11)}$$

$$\int_{t_0}^{t} F_x dt dx = (t-t_0)mVdV. \quad \textbf{(12)}$$

Интегрируем уравнение (12):

$$\int_0^x \int_{t_0}^{t} F_x dt dx = (t-t_0)m\int_0^v VdV, \quad \textbf{(13)}$$

$$\int_0^x \int_{t_0}^{t} F_x dt dx = (t-t_0)\frac{mV^2}{2} + C_2. \quad \textbf{(14)}$$

Определяем произвольное постоянное C_2 по начальным данным:

$$\int_0^{x_0} \int_{t_0}^{t} F_x dt dx = (t-t_0)\frac{mV_0^2}{2} + C_2. \quad \textbf{(15)}$$

Окончательно уравнение импульса энергии примет вид:

$$P = \int_{x_0}^{x} \int_{t_0}^{t} F_x dt dx = (t-t_0)\frac{m(V^2 - V_0^2)}{2}, \quad \textbf{(16)}$$

где P — импульс энергии.

Уравнение (16) представляет собой временную форму выражения импульса энергии.

В качестве примера рассмотрим механизм, представленный на рис. 1. В данной конструкции ударно-вращательный импульс формируется посредством зубчатой передачи, приводимой в движение соленоидом, расположенным под углом α к продольной оси ударной машины. Данный механизм является импульсным мотор-редуктором, для создания тягового усилия. На рис. 1, 2 приведен вариант мотор-редуктора, представляющий собой механизм для подъема груза.

Рассмотрим порядок работы экспериментальной установки. Переменный электрический ток, проходя через диод 1, превращается в пульсирующий электрический ток промышленной частоты. Проходя через обмотки соленоида 2, он создает переменное магнитное поле, которое заставляет якорь 3 совершать колебания с частотой 50 Гц.

Якорь 3 в первую половину периода сжимает пружину 4 соленоида, удлиняя пружину сжатия — растяжения 5, большой жесткости. Пружина 5, соединенная с бойком 6, посаженным на неподвижную ось 7, заставляет боек 6 совершить одновременно вращательное и поступательное движение относительно оси 7, удлинняя при этом пружину 13. В результате вращательного и поступательного движения бойка 6 относительно оси 7, зубья ударной передачи 14, размещенные на бойке 6 и барабане 8, выходят из зацепления. Во вторую половину периода, когда электрический ток не воздействует на обмотку соленоида, якорь соленоида 3 под действием сжатой пружины 4 оказывает влияние на пружину сжатия — растяжения 5. Пружина большой жесткости 5, сжимаясь, действует на боек 6, заставляя его совершать вращательное и поступательное движения по оси 7. В этом движении пружине 5 оказывает содействие пружина 13, которая сжимается, передавая накопленную в первой половине периода упругую энергию бойку 6. В результате действия якоря 3, пружин 5 и 13 боек 6 разгоняется и наносит своими зубьями 14 поступательно-вращательный удар по зубьям 14, размещенным на барабане 8. В результате такого ударного взаимодействия барабан 8 совершает вращательное и поступательное движение относительно оси 7, совершая полезную работу по подъему груза 10. Храповик 9 препятствует обратному повороту барабана 8 под действием нагрузки 10 в периоды, когда боек и барабан выходят из зацепления. Пружины 11 и 12 требуются для прижатия бойка 6 и барабана 8 друг к другу. Кроме этого, данные пружины исполняют роль демпферов, защищая опоры машины от ударных нагрузок. По окончании второй половины периода все процессы повторяются. Для данной ударной машины необходим подбор размеров и жесткости всех пружин для обеспечения оптимальной работы колебательной системы.

На рис. 3 представлена развертка внешнего диаметра зубчатого зацепления на плоскости. На данном рисунке обозначены: 1 — боек, 2 — барабан, $V_{окр}$, V_{post} и V соответственно: окружная, поступательная и суммарная скорости бойка 1 (6, рис. 1) и барабана 2 (8, рис. 1) , измеренные по внешнему диаметру зубчатого зацепления. В экспериментальной установке (рис. 1 – 3) были выбраны следующие параметры зубчатого зацепления: число зубьев на бойке и барабане — 8; высота зуба h по внешнему диаметру D — 5 мм, угол наклона передней (рабочей) грани зуба γ — 70^0. Величина угла наклона рабочей грани зуба γ равна углу наклона соленоида α. Значения угла α определяются из условия выхода зубьев барабана и бойка из зацепления при крайнем положении якоря 3.

$$\alpha=\arccos\frac{h+c}{b},$$

где b — величина хода соленоида, h — высота зуба по внешнему диаметру D, c — величина гарантированного зазора (мм) между бойком и барабаном при крайнем положении якоря 3, из конструктивных соображений — $c=2$ мм.

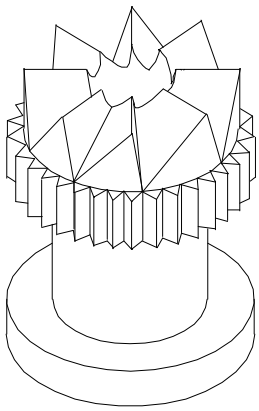


Рис. 2. Тяговый барабан ударно-импульсной передачи

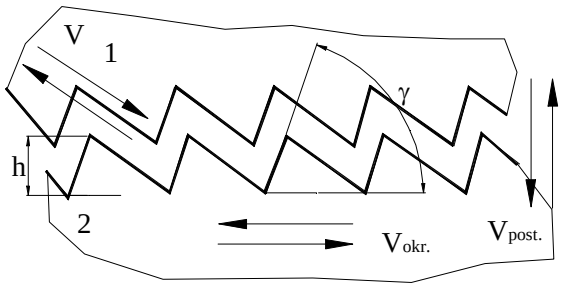


Рис. 3. Развертка зубчатого зацепления по внешнему диаметру

Одним из определяющих параметров зубчатого зацепления является высота зуба h, измеренная по внешнему диаметру бойка D. Данная величина определяет значение площади контакта зубьев, ход якоря соленоида, а также и другие параметры ударной передачи. Чем меньше величина h, тем больше контактные напряжения в ударном зацеплении и тем меньшую нагрузку может передавать ударная передача. С другой стороны, увеличение высоты зуба h приводит к тому, что увеличивается угол поворота ударной передачи за один цикл удара, что также приводит к уменьшению допустимой нагрузки, приложенной к барабану ударной машины. Таким образом, величина h должна быть выбрана оптимальным образом. В противном случае либо зубья ударной передачи быстро деформируются от контактных напряжений, превышающих допустимые значения, либо барабан 8 ударной машины (рис. 1) будет совершать только колебательные движения около некоторого среднего положения, не поднимая при этом груз 10. Величина h определяется из следующего выражения

$$h=\frac{\pi D\sin 2\gamma}{2n},$$

где n — количество зубьев в ударной передаче.

Данный ударно-импульсный редуктор предназначен для подъема груза определенной массы. Оптимальным вариантом для данного ударно-импульсного редуктора является непрерывное движение исполнительного органа. Однако такое непрерывное движение зависит от массы поднимаемого груза. При минимальной нагрузке движение будет непрерывным в силу свойства инерционности деталей и узлов грузоподъемной машины, и при максимальной нагрузке — движение груза вверх преобразуется в колебания относительно какой-либо точки равновесия.

Представленный на рис. 1 ударно-импульсный редуктор является колебательной системой, которая имеет 4 фазы работы.

1. Точка равновесия системы — максимальное накопление энергии для разгона бойка.

2. Разгон бойка — точка равновесия системы.

3. Точка равновесия системы — ударное торможение бойка до полной остановки.

4. Разгон бойка от точки полной остановки до точки равновесия колебательной системы.

Полезная работа, связанная с подъемом груза, осуществляется только в течение третьей фазы работы машины. Определим импульс энергии P на основании уравнения (16).

$$P=(t-t_0)\frac{m(V^2-V_0^2)}{2}=0{,}0001\frac{0{,}3(3{,}0^2-0^0)}{2}=0{,}000135\ \frac{м^2кг}{с},$$

где m — масса бойка (0,3 кг); V — скорость удара (3 м/с); t — продолжительность удара (100×10^{-6} с).

Таким образом, импульс энергии P с учетом бытовой частоты тока 50 Гц за одну минуту составит 0,405 м^{2}кг/с.

Для сравнения определим импульс энергии P двухтактного одноцилиндрового поршневого двигателя исходя из энергии, формируемой движущимся поршнем машины при среднем числе оборотов в минуту — n=600. Данный двигатель имеет две фазы работы — рабочий и холостой ход поршня.

$$P=(t-t_0)\frac{m(V^2-V_0^2)}{2}=0{,}05\frac{0{,}2(1{,}5^2-0^0)}{2}=0{,}01125\ \frac{м^2кг}{с},$$

где m — масса поршня (0,2 кг); V — средняя скорость поршня (1,5 м/с); t — продолжительность одного рабочего хода поршня в цилиндре (0,05 с).

Таким образом, импульс энергии P поршневого одноцилиндрового двигателя составит за одну минуту 6,75 м^{2}кг/с.

Нетрудно определить, что поршневой двигатель в качестве источника механической энергии в 17 раз эффективнее ударно-импульсного редуктора.

Таким образом, можно сделать вывод о том, что ударно-импульсные редукторы более целесообразно использовать в качестве составных частей машин, предназначенных для разрушения материалов, забивки свай и других процессов, в которых не требуется перемещения масс на значительные расстояния.

Данный эффект вызван кратковременностью ударного процесса. При ударном взаимодействии в обрабатываемом материале возникают ударные волны сжатия и растяжения, которые формируют поля напряжений. Разрушение материала зависит в первую очередь от величины возникающих напряжений, а не от времени их действия.

Библиографический список

1. Чернявский, Д. И. Определение параметров удара в машинах ударного действия : моногр. В 2 ч. Ч. 1 / Д. И. Чернявский ; ОмГТУ. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2009. — 135 с.

2. Чернявский, Д. И. Определение параметров удара в машинах ударного действия : моногр. В 2 ч. Ч. 2 / Д. И. Чернявский ; ОмГТУ. — Омск : Изд-во ОмГТУ, 2010. — 123 с.

3. Чернявский, Д. И. Перфоратор ударно-вращательного действия / Д. И. Чернявский // Известия высших учебных заведений. Строительство. — 2004. — № 5 — С. 85—90.

4. Чернявский, Д. И. Оценка эффективности горизонтальной забивки стрежней, свай и труб в грунт / Д. И. Чернявский // Вестник Машиностроения. — 2002. — № 2. — С. 14—16.

ЧЕРНЯВСКИЙ Дмитрий Иванович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Менеджмент».

ЧЕРНЯВСКАЯ Дарья Дмитриевна, магистрант группы ДПМ-513.

Адрес для переписки: maneg1@omgtu.ru

Статья поступила в редакцию 03.12.2013 г.

© Д. И. Чернявский, Д. Д. Чернявская

Книжная полка

Тарабарин, О. И. Проектирование технологической оснастки в машиностроении : учеб. пособие для вузов по направлению подгот. «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» / О. И. Тарабарин, А. П. Абызов, В. Б. Ступко. — 2-е изд., испр. и доп. — СПб. [и др.] : Лань, 2013. — 303 с. — ISBN 978-5-8114-1421-5.

В учебном пособии систематизированы материалы по классификации технологической оснастки на основе элементов приспособлений, что приводит к сокращению числа частных случаев при расчетах и выборе конкретных конструкций приспособлений. Большое место в учебном пособии уделяется теоретическим расчетам первичных погрешностей базирования и установки заготовок, приводятся конкретные схемы и их расчет. Технологическая оснастка изучается студентами в рамках перечня специальных дисциплин. Пособие включает все разделы, связанные с проектированием оснастки, расчетами для определения сил закрепления и точности проектируемых приспособлений. Предлагаемое учебное пособие подготовлено в соответствии с новым ФГОС по направлению подготовки бакалавров и магистров «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».