

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.

$$dI = F dt. \quad (1)$$

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

$$dA = F ds. \quad (2)$$

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 ОХ, получим вместо трех дифференциальных уравнений движения только одно:

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

Перепишем формулу (3):

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

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

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

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

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

$$F_x = m V \frac{dV}{dx}, \quad (7)$$

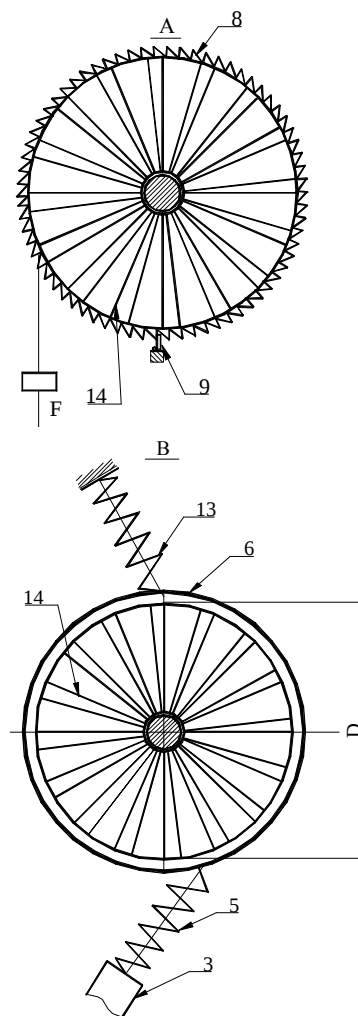


Рис. 1. Ударно-импульсная передача

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

Подставим уравнение (7) в выражение (4):

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

Преобразуем уравнение (9) и проинтегрируем по dt :

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

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:

$$\int_0^{t_0} F_x dt dx = t_0 m V dV + C_1, \quad (11)$$

$$\int_{t_0}^t F_x dt dx = (t - t_0) m V dV. \quad (12)$$

Интегрируем уравнение (12):

$$\int_{t_0}^{xt} F_x dt dx = (t - t_0) m \int_0^v V dV, \quad (13)$$

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

Определяем произвольное постоянное C_2 по начальным данным:

$$\int_{t_0}^{x_0 t} \int_{t_0} F_x dt dx = (t - t_0) \frac{m V_0^2}{2} + C_2. \quad (15)$$

Окончательно уравнение импульса энергии примет вид:

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

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 ударновращательный 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, удлинняя 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° . 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.

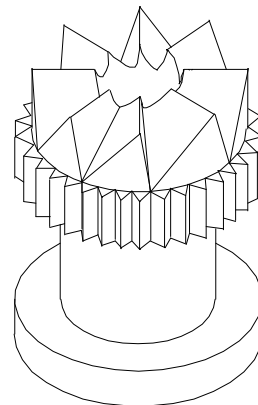


Рис. 2. Тяговый барабан ударно-импульсной передачи

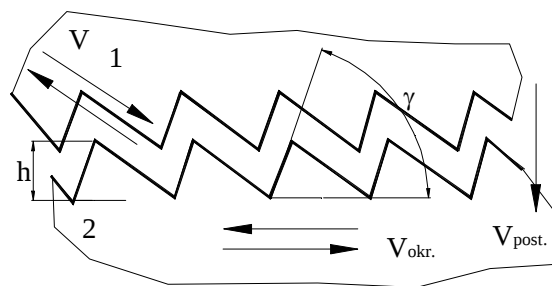


Рис. 3. Развертка зубчатого зацепления по внешнему диаметру

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).

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

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 $0,405\text{ м}^2\text{кг/с}$.

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.

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

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 $6,75\text{ м}^2\text{кг/с}$.

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 стрелы, 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».