

ДИНАМИКА УСТРОЙСТВА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА НА БАЗЕ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА С КОСОЗУБЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

М.А. Дудко, И.В. Вернер, Г.И. Сарычева, Национальный горный университет, Украина

Авторами предлагается измерительное устройство крутящего момента силы на базе редуктора, которое может быть использовано как датчик нагрузки в системах автоматического регулирования. Выведены дифференциальные уравнения осевого перемещения промежуточного вала двухступенчатого редуктора с косозубыми колесами.

Крутящий момент силы – это физическая величина, характеризующая огромное многообразие процессов и определяющая режимы работы машин и механизмов, применяемых в горной промышленности.

Измерения крутящего момента силы используется при оценке:

- усилия затяжки резьбовых соединений в машиностроении, транспорте, при сборке металлоконструкций сооружений;
- мощности, КПД, экономичности двигателей (внутреннего сгорания, дизелей, электродвигателей), экономии энергетических ресурсов и уменьшения загрязнения окружающей среды;
- прочности материалов при статическом и динамическом нагружениях, при определении динамической вязкости материалов.

Технология измерения крутящего момента силы применяется при контроле режимов работы промышленного и технологического оборудования (например, буровые установки, прокатные станы), а также всех видов транспорта.

Авторами рассматривается измерительное устройство на базе редуктора, которое может быть использовано как датчик нагрузки в системах автоматического регулирования, например, в автоматической коробке скоростей автомобиля, в технологических схемах дозирования материала на конвейере, для защиты устройств от перегрузок и как демпфирующее устройство для сглаживания пиковых перегрузок.

Как известно [1], осевая сила, возникающая в зацеплении зубчатых колес, вычисляется по формуле

$$P_{oc} = P \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

где β – угол наклона зубьев по начальному цилиндру;

P – окружная сила, определяемая из выражения

$$P = \frac{2M_k}{d_k}, \quad (2)$$

где M_k – крутящий момент на колесе (промежуточном валу);

d_k – диаметр колеса пары, входящей в зацепление.

Если рассматривать двухступенчатый редуктор с косозубыми колесами, то крутящий момент на промежуточном валу редуктора определяется из выражения

$$M_k = \frac{M_c}{i_{mc}}, \quad (3)$$

где i_{mc} – передаточное число тихоходной ступени;

M_c – крутящий момент на ведомом валу (момент сил полезного сопротивления).

Подставив все значения в исходную формулу (1), получим

$$P_{oc} = \frac{2i_{mc}M_c \operatorname{tg} \beta}{d_k}. \quad (4)$$

Суммарная осевая сила, действующая на промежуточный вал от зацепления двух пар зубчатых колес в редукторе подсчитывается по формуле

$$P_{сум} = 2M_c \operatorname{tg} \beta \left(\frac{1}{d_{mc}} \pm \frac{1}{id_{убс}} \right), \quad (5)$$

где знак \pm ставится в зависимости от того, в одну или в разные стороны направлены осевые силы в зацеплении зубчатых колес 4,6 и 7,9 (рис. 1).

d_{mc} – диаметр делительной окружности колеса тихоходной ступени;

i – передаточное отношение редуктора;

$d_{шбс}$ – диаметр делительной окружности шестерни быстроходной ступени.

В формуле (5) все величины, за исключением величины M_c , являются постоянными, поэтому формулу (5) можно представить в виде

$$P_{сум} = k_m M_c, \quad (6)$$

где $k_m = 2tg\beta\left(\frac{1}{d_{mc}} \pm \frac{1}{id_{шбс}}\right)$ – постоянный коэффициент, зависящий от типа и конструкции редуктора.

Схема устройства для измерения крутящего момента на базе двухступенчатого редуктора с косозубыми колесами [2] представлена на рис. 1.

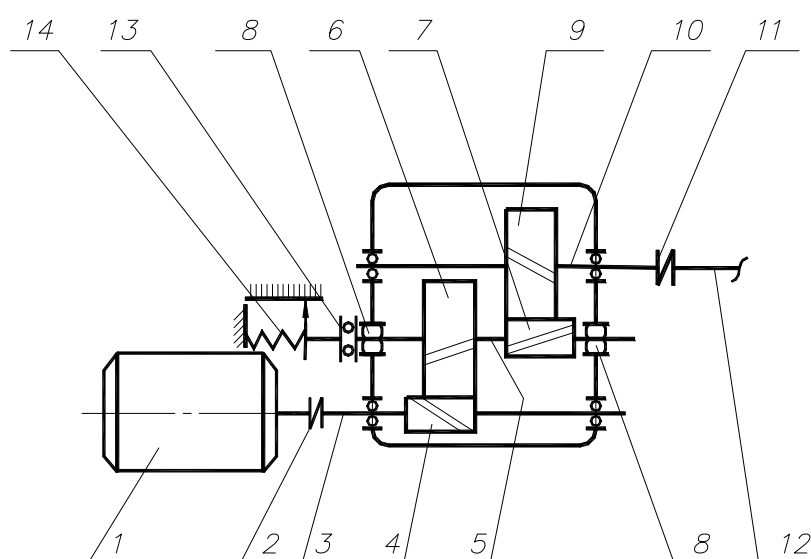


Рис. 1. Схема устройства для измерения крутящего момента на базе двухступенчатого редуктора с косозубыми колесами

Двигатель 1 посредством муфты 2 соединен с ведущим валом 3, на который насажена косозубая шестерня 4. На промежуточном валу 5 закреплены косозубые колеса 6 и 7. Сам вал с целью возможности осевого смещения установлен на подшипниках качения с цилиндрическими роликами 8 (или подшипниках скольжения) и через упорный подшипник 13 связан с упругим измерительным элементом 14. Косозубое колесо 9 закреплено на ведомом валу 10, который посредством муфты 11 приводит в движение вал 12 внешнего устройства.

Измерение крутящего момента производится следующим образом. При изменении момента сил полезного сопротивления M_c на ведомом валу в зацеплении зубчатых колес 4,6 и 7,9 возникает результирующая осевая сила, которая действует на промежуточный вал 5 и уравновешивается через упорный подшипник 13 упругим элементом 14. Величина крутящего момента прямо пропорциональна осевому перемещению промежуточного вала или деформации упругого элемента. В качестве упругого элемента применяется пружина или упругая балочка (кольцо) с наклеенными тензометрическими преобразователями.

Устройство для измерения крутящего момента представляет собой модернизированный подшипниковый узел промежуточного вала редуктора ЦДН-40. Часть сборочного чертежа модернизированного подшипникового узла приведена на рис. 2.

Модернизация подшипникового узла заключается в следующем. Для возможности осевого перемещения промежуточного вала вместо радиально-упорных подшипников с кониче-

скими роликами установлены радиальные подшипники с цилиндрическими роликами 10. Для фиксирования осевого смещения вала в зависимости от крутящего момента, передаваемого редуктором использована измерительная пружина 4, связанная с промежуточным валом через упорный подшипник 7. Вращающееся кольцо упорного подшипника крепится на промежуточном валу, а невращающееся – в толкателе 1. На оси штока толкателя установлена измерительная пружина. Для создания предварительного натяжения пружина помещена в стакан 2, который посредством цилиндрической резьбы с мелким шагом получает возможность осевого перемещения относительно специально разработанной крышки 5 подшипника. Шток толкателя с помощью тяги связан с плунжером 11 дифференциально-трансформаторного датчика 12. Шайба 3 и кольца 8,9 предназначены для регулирования и ограничения осевого хода промежуточного вала. Установка ведущего и ведомого валов остается без изменений. На противоположном конце промежуточного вала для предотвращения соприкосновения вращающегося вала с крышкой используется подшипник, на наружное кольцо которого одета обойма.

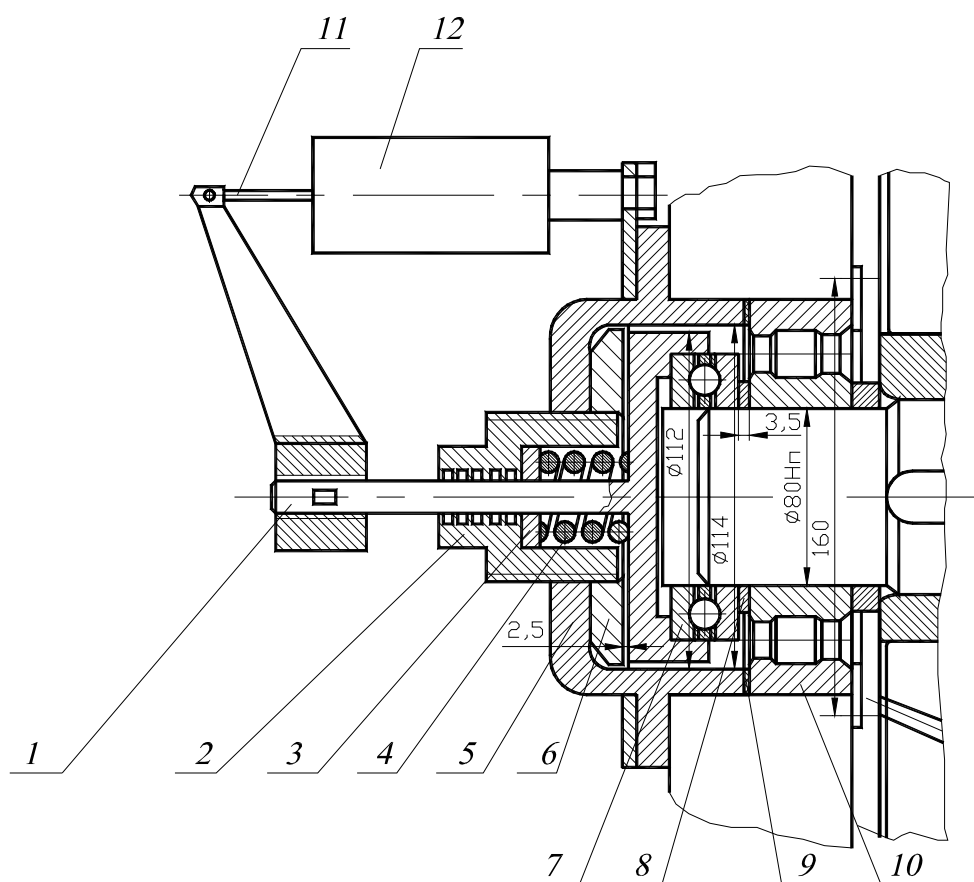


Рис. 2. Конструкция модернизированного узла подшипникового узла редуктора ЦДН-40

Вывод дифференциальных уравнений осевого перемещения промежуточного вала двухступенчатого редуктора с косозубыми колесами.

При выводе уравнений принимается допущение – жесткость измерительного элемента несоизмеримо мала по сравнению с жесткостью остальных элементов трансмиссии, которую условно считаем бесконечно большой. Расчетная схема для исследования динамики в редукторе с косозубыми колесами и встроенным измерительным узлом представлена на рис. 3. Здесь 1 – приведенная жесткость $C_{тр}$ элементов трансмиссии редуктора; 2 – ведущий вал редуктора; 3 – промежуточный вал; 4 – ведомый вал; 5 – упругий измерительный элемент с жесткостью C .

Исследуемый двухступенчатый редуктор представляет собой механическую систему с двумя степенями свободы. Первая степень свободы - угловое перемещение одного из валов редуктора. В качестве углового обобщенного перемещения в дальнейшем принимается угол поворота ведущего вала, а углы поворота промежуточного и ведомого валов редуктора приводятся к угловому перемещению ведущего вала. Второй степенью свободы является осевое перемещение промежуточного вала.

Дифференциальные уравнения Лагранжа рассматриваемой механической системы имеют вид:

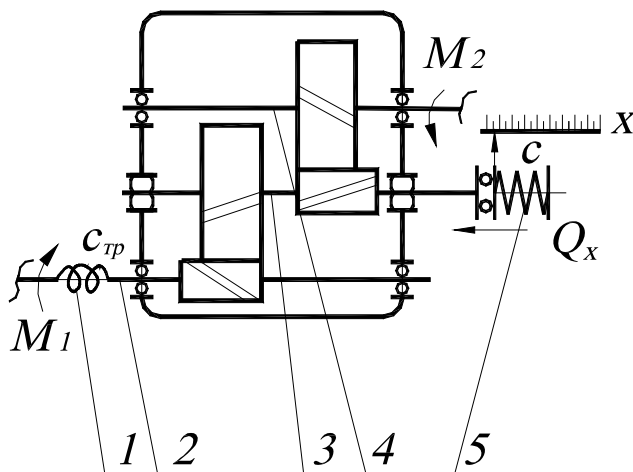


Рис. 3. Расчетная схема для исследования динамики в двухступенчатом редукторе с встроенным измерительным узлом

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_{\alpha}; \quad (7)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} = Q_x, \quad (8)$$

где T – кинетическая энергия механической системы;

α – угол поворота ведущего вала (обобщенная координата, соответствующая первой степени свободы);

Q_{α} – суммарный момент сил, приложенный к ведущему и ведомому валам (обобщенная сила, соответствующая координате α);

x – осевое перемещение промежуточного вала (обобщенная координата, соответствующая второй степени свободы);

Q_x – суммарная сила, действующая на промежуточный вал в осевом направлении (обобщенная сила, соответствующая координате x).

Кинетическая энергия системы состоит из трех составляющих

$$T = T_1 + T_2 + T_3, \quad (9)$$

где $T_1 = \frac{1}{2} I_1 \dot{\alpha}^2$ – кинетическая энергия ведущего вала и звеньев, расположенных на нем.

Здесь I_1 – момент инерции ведущего вала и звеньев относительно оси вращения;

$T_2 = \frac{I_2 \dot{\alpha}^2}{2i_{12}^2} \pm \frac{2I_2 \dot{\alpha} \dot{x} \operatorname{tg} \beta}{i_{12} d_2} + \left(\frac{2I_2 \operatorname{tg}^2 \beta}{d_2^2} + \frac{1}{2} m \right) \dot{x}^2$ – кинетическая энергия промежуточного вала и звеньев, расположенных на нем. Где I_2 – момент инерции промежуточного вала и звеньев относительно оси вращения;

Где I_2 – момент инерции промежуточного вала и звеньев относительно оси вращения;

i_{12} – передаточное отношение быстроходной ступени;

d_2 – диаметр делительной окружности колеса быстроходной ступени;

m – масса промежуточного вала и звеньев, расположенных на нем;

знак (+) ставится, если линейная скорость движения промежуточного вала и осевая сила, действующая на вал, направлены в разные стороны;

знак (–) в противном случае;

$$T_3 = \frac{I_3}{2i^2} \dot{\alpha}^2 \pm \frac{2i\dot{x}tg\beta}{i} \left(\frac{1}{i_{23}d_2} \mp \frac{1}{d_4} \right) + 2\dot{x}tg^2\beta \left(\frac{1}{i_{23}d_2} \mp \frac{1}{d_4} \right) - \text{кинетическая энергия ведомого}$$

вала и звеньев, расположенных на нем. Здесь I_3 – момент инерции ведомого вала и звеньев относительно оси вращения;

i_{23} – передаточное отношение тихоходной ступени;

d_4 – диаметр делительной окружности колеса тихоходной ступени;

знаки (+) или (–) ставятся аналогично выражению кинетической энергии T_2 .

Подставляя значения T_1 , T_2 , T_3 в выражение (9) и делая необходимые преобразования, приводим его к виду

$$T = a_{11}\dot{\alpha}^2 + a_{12}\dot{\alpha}\dot{x} + a_{22}\dot{x}^2, \quad (10)$$

где a_{11} , a_{12} , a_{22} – коэффициенты инерции;

$$a_{11} = \frac{1}{2} \left(I_1 + \frac{I_2}{i_{12}^2} + \frac{I_3}{i^2} \right);$$

$$a_{12} = 2tg\beta \left(\frac{I_2}{i_{12}d_2} \pm \frac{I_3}{i} \left(\frac{1}{i_{34}d_2} - \frac{1}{d_4} \right) \right);$$

$$a_{22} = 2tg^2\beta \left(\frac{I_2}{d_2^2} + I_3 \left(\frac{1}{d_2^2 i_{34}^2} - \frac{2}{i_{34}d_2 d_4} + \frac{1}{d_4^2} \right) \right) + \frac{1}{2} m.$$

Суммарный момент Q_α , приведенный к ведущему валу, находится из выражения

$Q_\alpha = M_1 - \frac{M_2}{i}$, где M_1 – момент сил, приложенный к ведомому валу (момент сил полезного сопротивления).

Суммарная сила Q_x , действующая на промежуточный вал в осевом направлении, находится из выражения

$$Q_x = P_\mu + P_{упр} + P_{ос} + P_{тр.з} + P_{тр.п},$$

где $P_\mu = -\mu x$ – сила сопротивления движению вала, вызываемая вязкостью масла находящегося в редукторе. Здесь μ – коэффициент сопротивления движению, зависящий от вязкости масла;

$P_{упр} = -cx$ – сила упругости упругого измерительного элемента. Здесь c – жесткость упругого измерительного элемента;

$P_{ос}$ – результирующая осевая сила в зацеплении зубчатых колес;

$P_{тр.з} = -Pf'$ – сила трения в зацеплении зубчатых колес. Здесь f' – приведенный коэффициент трения между поверхностями зубьев зубчатых колес.

$P_{тр.п} = -Pf''$ – сила трения в подшипниках. Здесь f'' – приведенный коэффициент трения в подшипниках между роликами и неподвижным кольцом подшипника.

Природа сил трения в зацеплении имеет сложный характер. Принято считать, что при малых скоростях вращения полужидкостной режим трения, при больших – гидродинамический.

Данный случай характерен тем, что скольжение зубьев друг относительно друга происходит в двух направлениях, а сила трения, как известно, выбирается в направлении результирующего движения [3].

Для этих условий приведенный коэффициент трения определяется по формуле

$$f = \frac{f\dot{x}}{\sqrt{V_{ск}^2 + \dot{x}^2}}, \quad (11)$$

где f – коэффициент трения между поверхностями зубьев;

$V_{ск}$ – скорость относительного проскальзывания зубьев.

Формула (11) свидетельствует о том, что характер трения между зубьями подобен жидкостному. Действительно, если скорость осевого движения промежуточного вала равна нулю, в этом случае отсутствует и сила трения.

На рис. 4 представлена эпюра распределения скоростей относительно проскальзывания по длине зацепления зуба с учетом перекрытия.

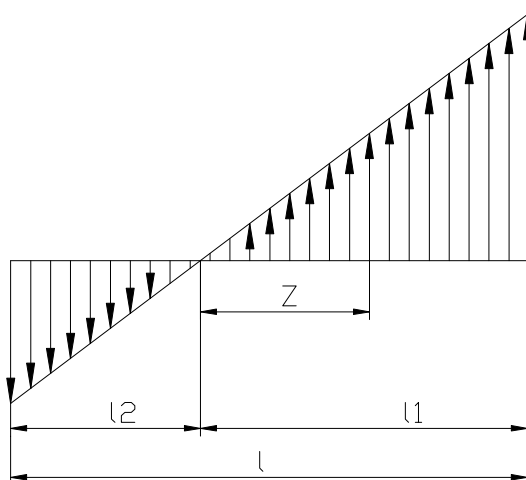


Рис. 4. Эпюра распределения скоростей относительного проскальзывания по длине зацепления зуба с учетом перекрытия

Соотношение участков $l1$ и $l2$ меняется при зацеплении одного зуба и практически не меняется при одноименном зацеплении нескольких зубьев, что имеет место на практике. Приведенная длина участка зацепления l равна сумме длин зацепления на каждом зубе, участвующем в передаче крутящего момента. Так как скорость относительного проскальзывания неодинакова по длине зацепления, то меняется по длине l в этом случае и приведенный коэффициент трения.

Сила трения, действующая на элементарном участке dz , определяется из выражения

$$dP_{мп.з} = \frac{Pf\dot{x}}{l \sqrt{\left(\frac{V_{max}z}{l_1}\right)^2 + \dot{x}^2}} dz, \quad (12)$$

где V_{max} – максимальная скорость относительного проскальзывания. После преобразования суммарная сила трения определяется путем интегрирования выражения (12)

$$P_{мп.з} = \int_{-l_2}^{l_1} \frac{fa\dot{x}}{\sqrt{z^2 + b^2\dot{x}^2}} dz = -fa\dot{x} \ln \frac{\sqrt{l_1^2 + b^2\dot{x}^2} + l_1}{\sqrt{l_2^2 + b^2\dot{x}^2} - l_2}, \quad (13)$$

где $a = \frac{Pl_1}{V_{max}}$; $b^2 = \frac{l_1^2}{V_{max}^2}$.

Сила трения в подшипниках $P_{mp.n}$, действующая в осевом направлении, представляется следующей формулой

$$P_{mp.n} = -\frac{Pf_2\dot{x}}{\sqrt{V_{ск.n}^2 + \dot{x}^2}}, \quad (14)$$

где f_2 – коэффициент трения в подшипниках между роликами и неподвижным кольцом подшипника;

$V_{ск.n}$ – скорость относительного проскальзывания между роликами подшипника и неподвижным кольцом подшипника.

После подстановки значений кинетической энергии и обобщенных сил в уравнение Лагранжа, получаем следующую систему дифференциальных уравнений движения промежуточного вала редуктора:

$$2a_{11}\ddot{\alpha} + a_{12}\ddot{x} = M_1 - \frac{M_2}{i}; \quad (15)$$

$$a_{12}\ddot{\alpha} + 2a_{22}\ddot{x} + fax \ln \left| \frac{\sqrt{l_1^2 + b^2\dot{x}^2} + l_1}{\sqrt{l_2^2 + b^2\dot{x}^2} - l_2} \right| + \frac{Pf_2\dot{x}}{\sqrt{V_{ск.n}^2 + \dot{x}^2}} + \mu\dot{x} + cx = 2tg\beta \left(\frac{M_2}{d_4} \pm \frac{M_1}{d_1} \right). \quad (16)$$

Полученные дифференциальные уравнения в квадратурах не интегрируются. Они показывают физическую картину сил, действующих на промежуточный вал при его осевом перемещении.

Для практического использования выведенных дифференциальных уравнений их целесообразно упростить. Для упрощения необходимо выразить все силы трения через суммарный приведенный коэффициент сопротивления движению промежуточного вала. Это правомочно, учитывая, что характер трения в осевом направлении между соприкасающимися элементами промежуточного вала и редуктора жидкостной.

Кроме этого, так как жесткость элементов силовой передачи редуктора очень велика по сравнению с жесткостью упругого измерительного элемента, число независимых координат, определяющих положение промежуточного вала, можно сократить до одной.

В результате этих упрощений процесс осевого движения промежуточного вала определится одним дифференциальным уравнением

$$m\ddot{x} + \mu' + cx = 2tg\beta \left(\frac{M_2}{d_4} \pm \frac{M_1}{d_1} \right), \quad (17)$$

где μ' – приведенный коэффициент сопротивления движению промежуточного вала.

Уравнение (17) представляет собой линейное дифференциальное уравнение вынужденных колебаний при наличии сопротивления, пропорционального первой степени скорости движения промежуточного вала.

Общее решение уравнения (17) представляется в виде

$$x = x_1 + x_2 \quad (18)$$

где x_1 – общее решение уравнения (17) без правой части;

x_2 – частное решение, соответствующее правой части уравнения (17).

Представим уравнение (17) в виде

$$\ddot{x} + 2b\dot{x} + k^2x = \frac{2tg\beta}{m} \left(\frac{M_2}{d_4} \pm \frac{M_1}{d_1} \right), \quad (18)$$

где $k = \frac{c}{m}$; $2b' = \frac{\mu'}{m}$.

Согласно теории колебаний, общее решение без правой части уравнения (18) при $k > b'$ имеет вид

$$x = a'e^{-bt} \text{Sin}(kt + \alpha'), \quad (19)$$

где a'_1 , α' – постоянные интегрирования, определяемые начальными условиями.

Процесс движения, описываемый уравнением (19), является колебательным.

В случае $k < b$ общее решение без правой части имеет вид

$$x_1 = c'_1 e^{-(b'+r)t} + c'_2 e^{-(b'-r)t}, \quad (20)$$

где c'_1 , c'_2 – постоянные интегрирования.

Процесс движения, описываемый уравнением (20), является аperiodическим.

Экспериментальные исследования устройства для измерения крутящего момента.

Для подтверждения результатов полученных аналитических зависимостей были проведены экспериментальные исследования на специальном стенде.

Стенд состоит из станины, на которой размещены приводной электродвигатель, испытываемый редуктор и тормозное устройство. Для измерения крутящего момента электродвигатель подвешен на стойках, а к статору электродвигателя прикреплен упругий измерительный элемент с наклеенными тензометрическими датчиками. Упругий элемент через стержень связан со станиной. Описываемое устройство для измерения крутящего момента представляет собой балансирный динамометр (“мотор-весы”).

В качестве объекта исследований использовался двухступенчатый косозубый редуктор типа ЦДН 17,5, промежуточный вал которого с целью осевого перемещения укреплялся на подшипниках качения с цилиндрическими роликами. На опоры подшипников промежуточного вала вместо крышек ставился исследуемый узел с измерительной пружиной. Осевое перемещение промежуточного вала фиксировалось индуктивным преобразователем ПД-3 с последующим детектированием сигнала однополупериодным прецензионным выпрямителем, выполненным на интегральной микросхеме К284ПУ1. Регистрация опытных данных велась осциллографом Н-041 и прибором магнитоэлектрической системы М 2007 с классом точности 0,2.

В ходе проведения эксперимента регистрировались следующие параметры:

- крутящий момент электродвигателя;
- осевое смещение промежуточного вала;
- крутящий момент, создаваемый тормозным устройством (крутящий момент на ведомом валу редуктора или момент сил полезного сопротивления).

Экспериментальные исследования проводились при различных режимах нагрузки:

- плавное увеличение или уменьшение нагрузки;
- ступенчатое увеличение или уменьшение нагрузки;
- создание нагрузки, изменяющейся по периодическому закону, например по синусоидальному;
- внезапное приложение максимальной постоянной нагрузки;

Для снятия характеристики зависимости осевого перемещения промежуточного вала от момента сил полезного сопротивления $X=f(Mc)$ замер экспериментальных данных производился на приборы магнитоэлектрической системы М 2007, позволяющие получить точность измерения в пределах 0,2 %. Жесткость измерительной пружины была выбрана такой, чтобы максимальное смещение промежуточного вала составляло не более 5 мм, что вполне достаточно для безопасной работы редуктора.

График зависимости $X=f(Mc)$ представлен на рис. 5. Из графика видно, что данная зависимость является линейной функцией. Если прямую зависимости продолжить до пересечения с ординатой X (на графике показано пунктиром), то видно, что при отсутствии нагрузки осевое смещение X промежуточного вала отрицательно. Это объясняется тем, что осевые силы в зацеплении зубчатых колес направлены в разные стороны и при отсутствии нагрузки из-за потерь мощности (например, на перемешивание масла в редукторе) смещение промежуточного вала отрицательное (отрицательна результирующая осевая сила).

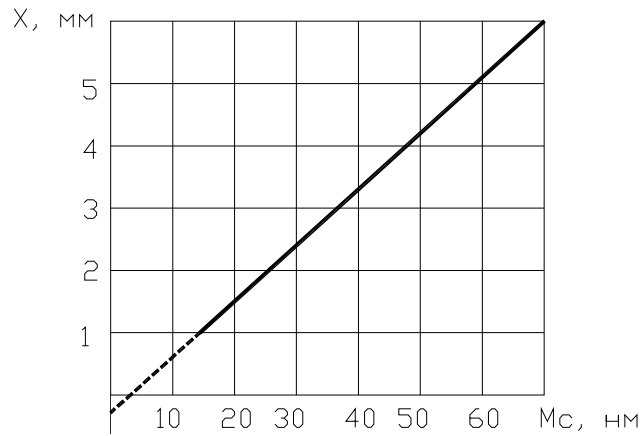


Рис. 5. График зависимости осевого перемещения X промежуточного вала редуктора ЦДН 17,5 от момента сил полезного сопротивления M_c .

Для установления характера трения производилось ступенчатое нагружение и разгрузке редуктора тормозным устройством. Установлено, что при одинаковых значениях момента сил полезного сопротивления осевые перемещения промежуточного вала также принимали одинаковое значение, как при нарастании нагрузки так и при ее снижении. Это дает основание утверждать, что трение застоя (сухое трение) между соприкасающимися элементами промежуточного вала и другими звеньями редуктора отсутствует, а режим проявляющегося при этом трения аналогичен жидкостному.

На рис. 6 приведена копия осциллограммы осевого перемещения промежуточного вала (кривая 1) при внезапно приложенной постоянной нагрузке (кривая 2). Кривая осевого перемещения X в зависимости от времени t ($X=f(t)$) близка к экспоненциальному закону изменения, т. е процесс осевого движения промежуточного вала является аperiodическим. В результате аппроксимации зависимостью $Y=A_0+Be^b$ получено уравнение регрессии экспериментальной кривой (кривая 3), $X = 4,4(1 - e^{-\frac{t}{0,72}})$, мм.

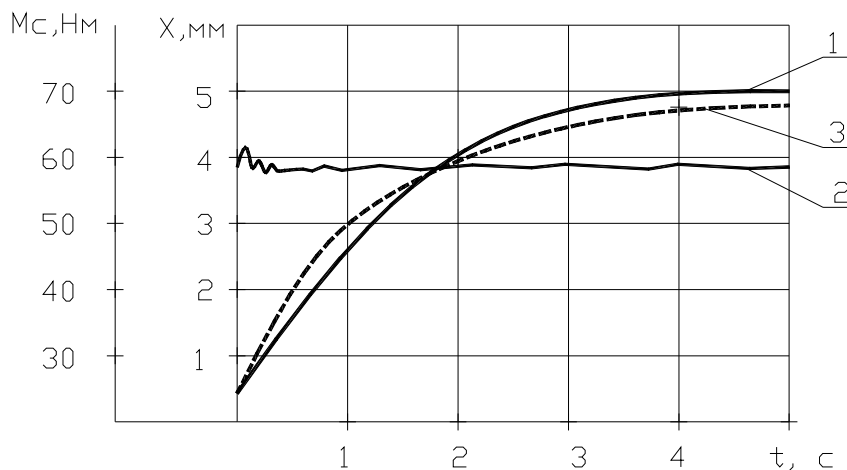


Рис. 6. Осциллограмма осевого перемещения промежуточного вала при внезапном приложении постоянной нагрузки

Выводы

1. Устройство для измерения крутящего момента представляет собой модернизированный редуктор с косозубым зацеплением. В качестве чувствительного элемента используется промежуточный вал редуктора, который с целью осевого перемещения установлен на подшипниках качения с цилиндрическими роликами.
2. Расчетная схема для исследования динамики данного устройства представляет собой механическую систему с двумя степенями свободы.

3. При скачкообразных изменениях нагрузки процесс движения промежуточного вала является аperiодическим и подчиняется экспоненциальному закону.
4. Зависимость перемещения чувствительного элемента, которым является промежуточный вал, линейна относительно момента сил полезного сопротивления.
5. Характер трения между перемещающимся в осевом направлении промежуточным валом и соприкасающимися с ним звеньями редуктора является жидкостным.
6. Данное устройство может быть использовано как демпфирующее устройство для сглаживания пиковых нагрузок в трансмиссии и исполнительных органах горных и других машин, а также как датчик момента сил полезного сопротивления, например, при измерения массы поднимаемого груза в мостовых кранах, при определении производительности ленточных конвейеров и т.д.

Список литературы

1. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1976. – 399 с.
2. Лавилов А.Г., Двойнин А.И., Дудко М.А., Ткаченко В.Е. Измерение крутящего момента посредством косозубого редуктора. – Днепропетровск, 1976. – 19 с. – Рукопись предст. Днепропетр. горн. ин-том. Деп. в ЦНИЭИуголь 22 дек. 1976 г., № 835-76 деп.
3. Хайкин С.З. Физические основы механики. – М.: Наука, 1971. – 751 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛОКОМОТИВНОГО ТРАНСПОРТА НА РУДНИКАХ КРИВОРОЖСКОГО БАССЕЙНА

В.Ф. Ганкевич, Национальный горный университет, Украина

Рассмотрено состояние рельсового пути на рудниках Криворожского бассейна, конструкции и технологии изготовления колес, системы подвески колесных пар.

Основная часть железных руд Украины (68,5 %) сосредоточена в Криворожском железорудном бассейне. Украина может добывать более 190 млн т сырой руды в год. Для обеспечения ритмичной и высокопроизводительной работы горных предприятий необходимо постоянное совершенствование всех звеньев технологической цепи, от добычи полезного ископаемого (забоя) до получения готовой продукции.

Основным видом транспорта на рудниках Криворожского бассейна является электровозная откатка.

На рудниках Украины эксплуатируется около 770 электровозов и свыше 7500 вагонов. Наименьший срок службы у электровозов и вагонеток – полускаты. Так, срок службы колес большегрузных вагонов составляет в среднем 4-6 месяцев, осей 10-14 месяцев, бандажей колес электровозов 10-16 месяцев.

На срок службы деталей и узлов локомотивного транспорта влияют состояние рельсового пути, материал для изготовления, конструкция и технология, качество монтажа, эксплуатации и своевременного ремонта, масса вагонов, скорость их движения.

Внеплановые остановки транспорта негативно влияют на производительность рудника и приводят к повышению себестоимости полезного ископаемого. В трудовых затратах, связанных с добычей руды, на долю электровозной откатки приходится до 22 %. Отсюда следует, что решение проблемы обеспечения рудничного транспорта надежными колесами является актуальной задачей.