

УДК 621.874

Дорохов Н. Ю.

СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В МЕХАНИЗМАХ ПТМ ПРИМЕНЕНИЕМ ПРУЖИННО-ВОЛНОВОГО РЕДУКТОРА

Как известно, снижение динамических нагрузок на металлоконструкцию кранового моста возможно либо применением специальных устройств (гасителей колебаний), либо управлением пусковыми характеристиками (начальные условия процесса) [1, 2]. Наиболее доступным при такой постановке вопроса является использование в механизме подъема груза устройств, позволяющих управлять начальной скоростью подъема, например, волновых передач.

Целью данной работы является поиск оптимальной схемы волнового редуктора и разработка конструкции механизма подъема груза с использованием последнего.

В настоящее время волновые передачи находят все большее применение в различных областях промышленности [3].

Однако подавляющее большинство конструктивных схем волновых редукторов имеют весьма существенные недостатки, затрудняющие их применение в крановых механизмах. Более того, высокое передаточное отношение (т. е. малая скорость подъема груза) позитивна только в начальной стадии неустановившегося движения, а наличие гибкого колеса существенно увеличивает стоимость редуктора. Поэтому в качестве направления дальнейших исследований выбрана разработка конструктивной схемы волнового редуктора, лишенного вышеперечисленных недостатков. При этом к разрабатываемой схеме предъявляются следующие требования:

- простота конструкции;
- малые габариты;
- применение в механизме подъема груза без внесения изменений в систему управления электродвигателем должно обеспечить снижение динамических нагрузок с сохранением скоростных показателей крана.

В результате выполненных исследований к применению в механизме подъема груза предлагается волновой зубчатый редуктор, в конструктивную схему которого включена спиральная пружина, выполняющая функцию гибкого колеса (рис. 1) [4, 5].

Конструктивно волновой зубчатый редуктор состоит из корпуса 1, на входном валу 2 которого в подшипниковом узле 3 эксцентрично установлена ведущая подвижная шестерня 4, контактирующая с ведомым неподвижным колесом 5 по внутреннему зацеплению, причем число зубьев колеса больше, чем шестерни. На подвижной шестерне 4 жестко закреплен один конец спиральной пружины 6, второй конец которой установлен на выходном валу 7.

При вращении ведущего вала 2 ведущая шестерня 4 за счет эксцентрикового узла 3 обкатывается по внутренней поверхности неподвижного колеса 5, при этом скорость вращения шестерни 4 относительно эксцентрикового узла 3 будет меньше скорости вращения ведущего вала 2. Передача крутящего момента от шестерни 4 к выходному валу 7 осуществляется посредством спиральной пружины 6, позволяющей компенсировать эксцентричное вращение шестерни.

Применение предлагаемой конструкции волнового зубчатого редуктора в механизме подъема груза (рис. 2) позволит:

- уменьшить габаритные размеры механизма за счет минимальных размеров редуктора, а в сравнении с цилиндрическим двухступенчатым редуктором – отказаться от двухосевой конструкции, т. к. в данном случае все элементы механизма расположены на одной оси;

– снизить стоимость механизма за счет уменьшения стоимости предлагаемого редуктора в сравнении с использованием классических схем (цилиндрический двухступенчатый, планетарный либо волновой редуктор), либо отказаться от гидросистемы в случае использования гидропривода;

– снизить динамические нагрузки на металлоконструкцию крана за счет включения в конструкцию редуктора спиральной пружины.

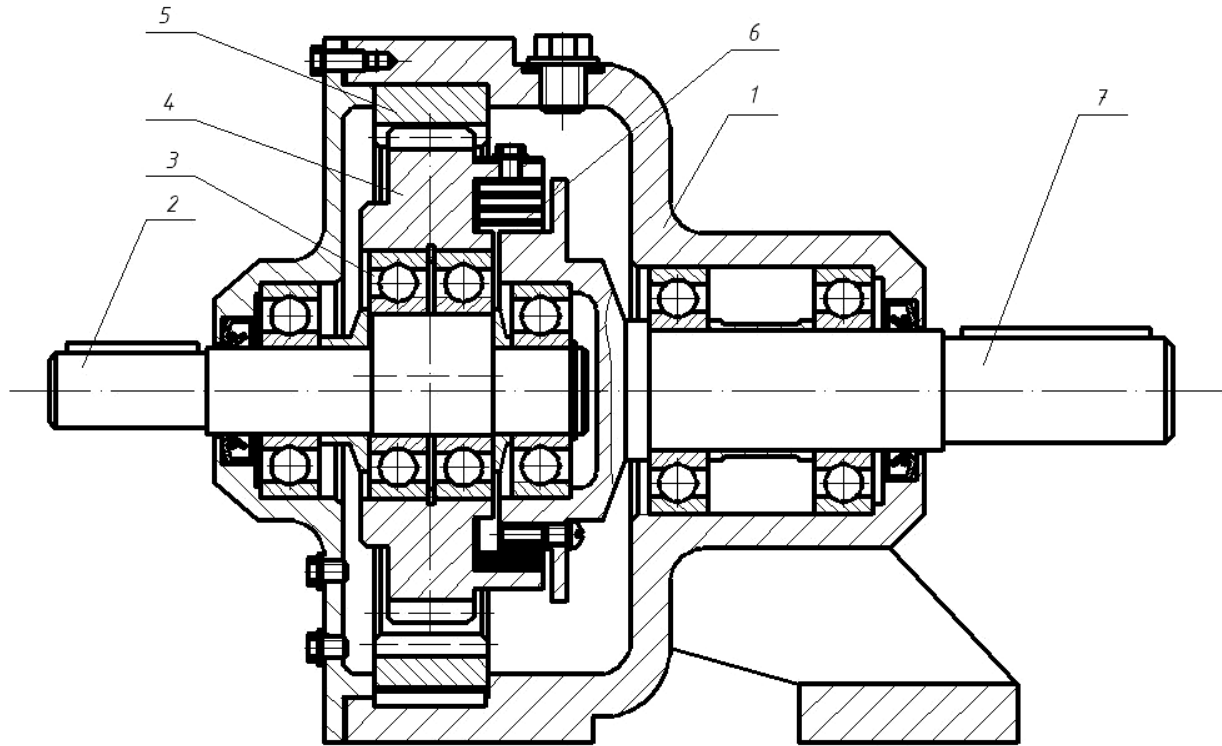


Рис. 1. Кинематическая схема волнового редуктора со спиральной пружиной

Последнее преимущество наиболее существенно, т. к. позволит влиять на такой весомый показатель крана, как коэффициент динамичности металлоконструкции. Для подтверждения данного предположения разработана динамическая модель механизма подъема груза с пружинно-волновым редуктором (рис. 2), при этом приняты следующие обозначения: $m_m, m_t, m_{дв}, m_{б}, m_{зр+n}$ – масса моста крана, тележки, двигателя, барабана и груза с подвеской соответственно. Также на рисунке обозначены: c_m – жесткость моста, c_t – жесткость тележки, $c_б$ – сопротивления барабана, c_n – жесткость полиспаста; D_m, D_k – коэффициенты демпфирования металлоконструкции и каната.

При создании математической модели механизма подъема груза с пружинно-волновым редуктором воспользуемся следующими допущениями:

– массы всех вращающихся элементов приведены к вертикальному перемещению груза;

– жесткость соединяющих вращающихся элементов, равная жесткости валов, на которые они насажены;

– колебание системы «двигатель – редуктор – барабан – груз» влияет на систему «мост – тележка – барабан» в виде возмущающей силы, равной $F^{(A)} = c_n(x_{зр+n} - x_б)$, воздействуя на линейную массу барабану;

– система «мост – тележка – барабан» не оказывает влияния на систему «двигатель – редуктор – барабан – груз».

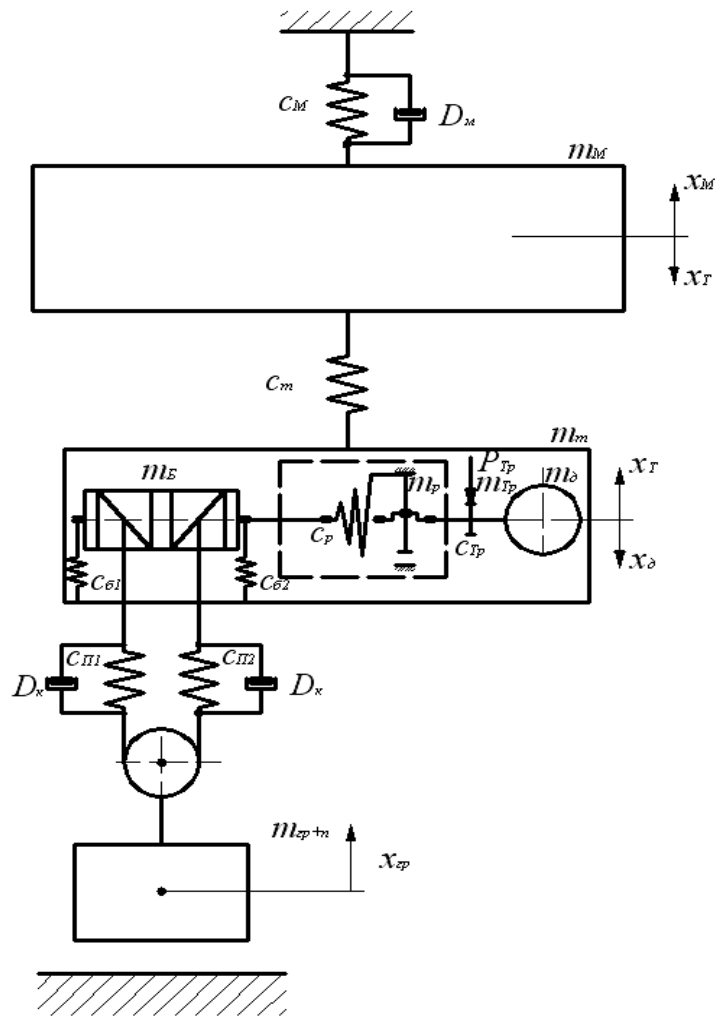


Рис. 2. Модель предлагаемого механизма с пружинно-волновым редуктором

Модель системы с приведением к вертикальному перемещению сосредоточенных масс:

$$\begin{cases}
 m_{\delta}^{np} \cdot \ddot{x}_{\delta} - c_{Tp}^{np} \cdot (x_{Tp} - x_{\delta}) + F^{(M)} = 0; \\
 m_{Tp}^{np} \cdot \ddot{x}_{Tp} + c_{Tp}^{np} \cdot (x_{Tp} - x_{\delta}) - c_p \cdot (x_p - x_{Tp}) = 0; \\
 m_p^{np} \cdot \ddot{x}_p + c_p \cdot x_p - c_{\delta}^{kp} \cdot (x_{\delta}^{kp} - x_p^{np}) = 0; \\
 m_{\delta}^{np} \cdot \ddot{x}_{\delta}^{np} + c_{\delta}^{kp} \cdot (x_{\delta}^{kp} - x_p^{np}) - c_{2p+n} \cdot (x_{2p+n} - x_{\delta}^{kp}) = 0; \\
 m_{2p+n} \cdot \ddot{x}_{2p+n} + c_{2p+n} \cdot (x_{2p+n} - x_{\delta}^{kp}) + D_k \cdot x_{2p+n} - m_{2p+n} \cdot g = 0; \\
 m_{\delta} \cdot \ddot{x}_{\delta} + c_{2p+n} \cdot (x_{2p+n} - x_{\delta}^{kp}) - c_{\delta} \cdot (x_m - x_{\delta}) = 0; \\
 m_m \cdot \ddot{x}_m + c_{\delta} \cdot (x_m - x_{\delta}) - c_m \cdot (x_m - x_M) = 0; \\
 m_M \cdot \ddot{x}_M + c_m \cdot (x_m - x_M) - c_M \cdot x_M - D_M \cdot \dot{x}_M = 0,
 \end{cases} \tag{1}$$

где $F^{(M)}$ – движущая сила, развиваемая электродвигателем.
 Переход от кутильной жесткости к линейной:

$$c_{л} = c_j / R^2 ,$$

где $c_{л}$ – линейная жесткость; c_j – крутильная жесткость; R – радиус элемента. Если рассматривается вал с насаженным на него зубчатым колесом, то R – радиус делительной окружности.

Крутильная жесткость:

$$c_j = M / j^{ckp} ,$$

где M – момент, действующий на элемент; j^{ckp} – угол скручивания элемента при действии момента M .

Переход от масс к моментам инерции вращающихся элементов:

$$m^{np} = J / R^2 ,$$

где J – момент инерции вращающегося элемента.

Приведение жесткостей и моментов инерции от одного вращающегося элемента к другому:

$$c^{np} = \sum c \cdot i^2 ; J^{np} = \sum J \cdot i^2 ,$$

где i – отношение частоты вращения приводимого элемента к приведенному.

После несложных преобразований математическая модель механизма подъема груза с пружинным редуктором примет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{J_{\delta} \cdot U_p^2}{R_{\delta}^2} - \frac{M_{Tp} \cdot U_p^2}{j_{Tp}^{ckp} \cdot R_{\delta}^2} \cdot (x_{Tp} - x_{\delta}) + F^{(M)} = 0; \\ \frac{J_{mp} \cdot U_p^2}{R_{\delta}^2} + \frac{M_{Tp} \cdot U_p^2}{j_{Tp}^{ckp} \cdot R_{\delta}^2} \cdot (x_{Tp} - x_{\delta}) - \frac{M_p}{j_p^{ckp} \cdot R_{\delta}^2} \cdot (x_p - x_{Tp}) = 0; \\ \frac{J_p \cdot U_p^2}{R_{\delta}^2} + \frac{M_p}{j_p^{ckp} \cdot R_{\delta}^2} \cdot (x_p - x_{Tp}) - \frac{c_{\delta}^{kp}}{R_{\delta}^2} \cdot (x_{\delta}^{kp} - x_p^{np}) = 0; \\ \frac{J_p}{R_{\delta}^2} + \frac{c_{\delta}^{kp}}{R_{\delta}^2} \cdot (x_{\delta}^{kp} - x_p^{np}) - c_{zp+n} \cdot (x_{zp+n} - x_{\delta}^{kp}) = 0; \\ m_{zp+n} + c_{zp+n} \cdot (x_{zp+n} - x_{\delta}^{kp}) + D_k \cdot x_{zp+n} - m_{zp+n} \cdot g = 0; \\ m_{\delta} + c_{zp+n} \cdot (x_{zp+n} - x_{\delta}^{kp}) - c_{\delta} \cdot (x_m - x_{\delta}) = 0; \\ m_m + c_{\delta} \cdot (x_m - x_{\delta}) - c_m \cdot (x_m - x_m) = 0; \\ m_m + c_m \cdot (x_m - x_m) - c_m \cdot x_m - D_m \cdot x_m = 0. \end{array} \right. \quad (2)$$

Решение предложенной математической модели (2) выполнено с использованием параметров мостового крана общего назначения грузоподъемностью 10 т и пролетом 22,5 м со следующими параметрами механизма подъема груза: двигатель МТН-412-8 мощностью 18 кВт и частотой вращения ротора 725 об/мин, соединительные муфты зубчатого типа, тормоз ТКГ-300М, редуктор – оригинальный, барабан диаметром 450 мм, канат Г-В-Н-Р-1770

ГОСТ 2688-80 диаметром 19,5 мм. Касательно параметров редуктора планируется проведение дополнительных исследований с целью выбора оптимальной его компоновки и конструктивного исполнения.

Результаты численного решения предложенной математической модели (сплошная линия графика) и ранее предложенной детальной многомассовой модели с применением редуктора ЦЗ-355К [4] для случая подъема груза с веса приведены на рис. 3.

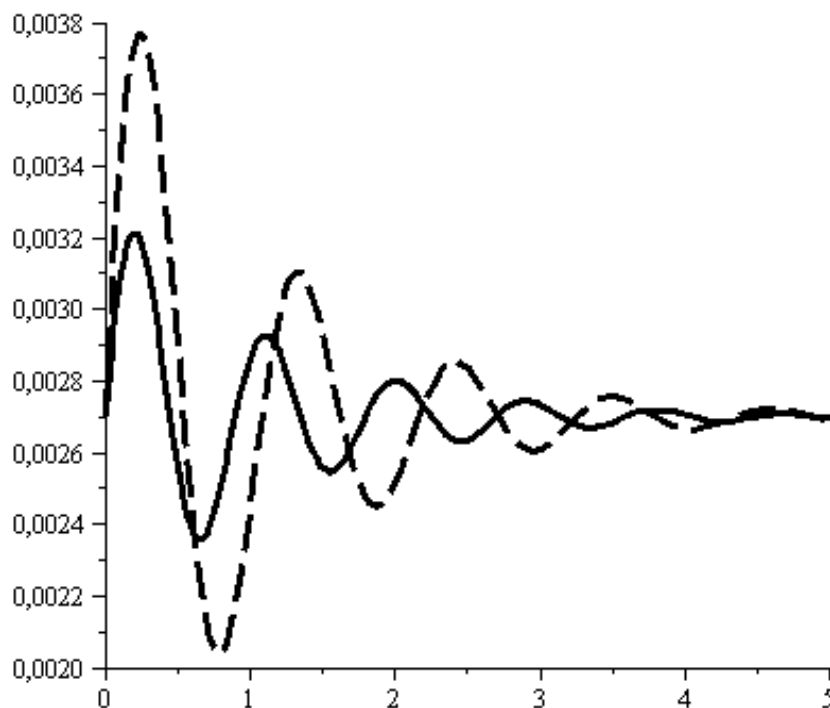


Рис. 3. Результаты численного решения математических моделей

Из полученных результатов видно, что применение пружинно-волнового редуктора позволит значительно снизить коэффициент динамичности кранового моста.

ВЫВОДЫ

В работе предложено новое решение актуальной научно-технической задачи снижения коэффициента динамичности металлоконструкции кранового моста путем разработки механизма подъема груза с пружинно-волновым редуктором.

В ходе дальнейших исследований планируется изучение и совершенствование разработанной конструкции редуктора, проведение дополнительных исследований с целью выбора его оптимальной компоновки и конструктивного исполнения, а также математической модели (1) из условия минимизации коэффициента динамичности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Штейнвольф Л. И. Динамические расчеты машин и механизмов / Л. И. Штейнвольф. – М. : Машиностроение, 1961. – 339 с.
2. Лобов Н. А. Динамика подъема груза мостовыми кранами / Н. А. Лобов // Теория, расчет и исследование подъемно-транспортных машин : труды МВТУ. – М. : МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1982. – № 371. – 130 с.
3. Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов / Под. ред. А. И. Полетучего. – Харьков, «ХАИ», 2005. – 675 с.
4. Дорохов Н. Ю. О применении волновой передачи с дополнительной жесткостью в механизмах ПТМ / Н. Ю. Дорохов // Підійомно-транспортна техніка. - Дніпропетровськ, 2009. – № 4 (32). – С. 81–86.
4. Дорохов Н. Ю. Детализация математической модели механизма подъема груза кранов мостового типа / Н. Ю. Дорохов // Підійомно-транспортна техніка. – Дніпропетровськ, 2010. – № 1(33). – С. 77–80.