

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТИЛЬНОЙ ЖЕСТКОСТИ ВАЛОВ ПРИВОДА РЕЛЬСОВОЙ МАШИНЫ

¹Омаров Т.И., ¹Костюченко В.М., ¹Карипбаев С.Ж., ²Маслова К.С.

¹Академия гражданской авиации, Республика Казахстан, г. Алматы

²Филиал ФГБОУ ВО «НИУ «МЭИ» в г. Смоленске, РФ

Многие рельсовые машины, обслуживающие цеха промышленных предприятий, имеют механизм передвижения, включающий в себя два идентичных, симметричных относительно электродвигателя привода, кинематическая схема одного из которых показана на рис. 1 [1].

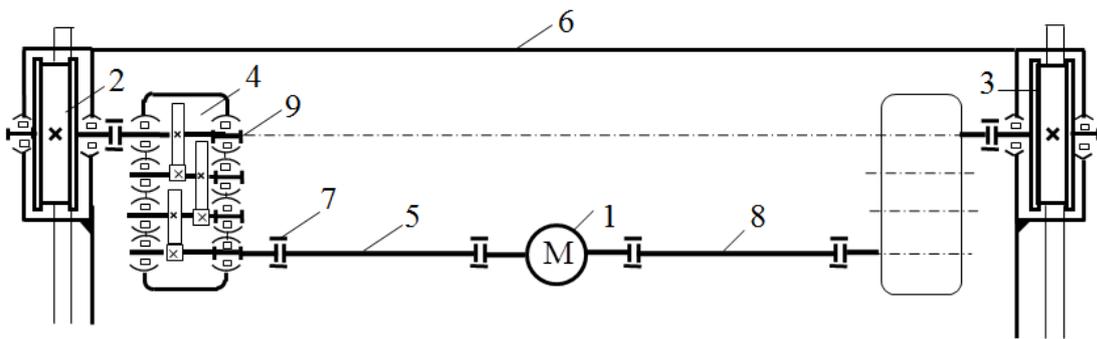


Рис. 1. Механизм передвижения рельсовой машины

В каждую ветвь механизма входит быстроходный вал 8, соединенный муфтами 7, подшипники, ходовые колеса 2, 3 и трехступенчатый редуктор 4, в структуре которого ведущий вал-шестерня, два промежуточных вала со смонтированными на нем зубчатыми колесами и ведомый (выходной) вал 9 с зубчатым колесом, на продолженном участке которого установлено ходовое колесо 2. Ведущий вал-шестерня (быстроходный вал) устанавливается на одной оси вращения с ротором электродвигателя 1.

При такой структуре механизм передвижения рассматриваемой машины статически неопределим из-за избыточной фрикционной связи, наложенной на одно из колес пары. Это приводит к тому, что в приводе периодически формируется динамическая нагрузка (моменты сил упругости), изменение которой носит автоколебательный характер [2].

На рис. 2 показана левая ветвь привода механизма передвижения. Правая ветвь привода имеет идентичную структуру и симметричное расположение.

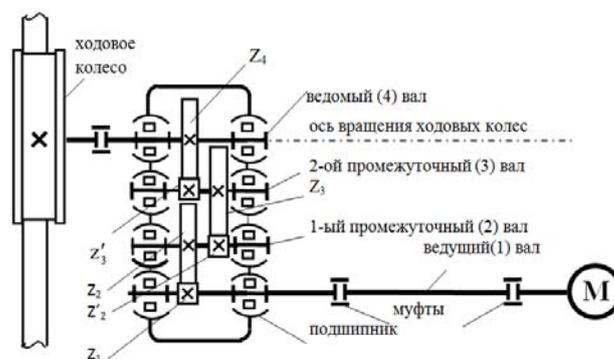


Рис. 2. Левая ветвь привода механизма передвижения рельсовой машины

Система валов трехступенчатого редуктора 4 представляет собой последовательное соединение упругих элементов, в данном случае валов, работающих на кручение.

Преобладающей силовой нагрузкой в рассматриваемом приводе являются моменты упругих сил. В конструкции привода механизма передвижения исследуемой машины несущими элементами являются трансмиссионные валы, зубчатые муфты, соединяющие отдельные участки валов, зубчатые колеса. Как показывает эксплуатационная и экспериментальная практика в большинстве случаев, как и в данном исследовании, крутильная жесткость зубчатых муфт и зубчатых колес величина настолько большая, что можно, без ущерба для исследования, считать их абсолютно жесткими телами и не учитывать упругие свойства этих деталей при определении приведенной крутильной жесткости ветви привода. Очевидно, что наиболее податливыми элементами приводов рельсовых машин являются трансмиссионные валы.

Для исследования характера изменения динамической нагрузки в приводе, необходимо составить динамическую модель (расчетную схему) механизма.

Динамическая модель – есть идеализированное отображение рассматриваемой механической системы, используемое при ее теоретическом исследовании и инженерных расчетах [3].

В данном случае динамическая модель (рис. 3) представлена трехмассовой системой, состоящей из трех дискретных масс с приведенными моментами инерции J_1, J_2, J_3 , связанных между собой невесомыми упругими валами с крутильными жесткостями c_{12} и c_{13} , приведенными к оси вращения ходовых колес. На схеме J_1 – приведенный момент инерции ротора электродвигателя; J_2, J_3 – приведенные моменты инерции вращающихся частей левой и правой ветвей привода, которые определяются из условия равенства кинетических энергий приводимой и приведенной массы [4]; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ – обобщенные координаты приведенной системы.

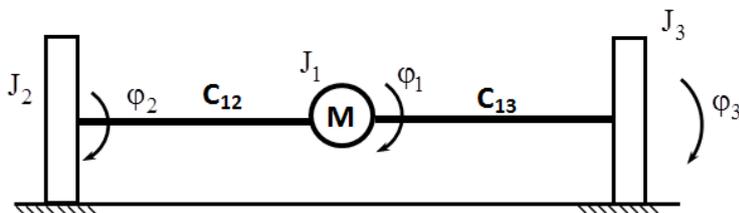


Рис. 3. Расчетная схема механизма передвижения рельсовой машины

Приведение жесткостей осуществляется из условия равенства потенциальных энергий приводимой и приведенной систем. Приведенная крутильная жесткость вала редуктора $c_{пр}$ определяется по формуле [4]

$$c_{пр} = c_{пм} \cdot u^2 \quad (1)$$

Здесь $c_{пм}$ – жесткость приводимого вала; u – передаточное отношение между приводимым и приведенным валами.

Рассмотрим подробнее методику определения приведенной крутильной жесткости левой ветви привода механизма передвижения рельсовой машины.

Основная характеристика валов как упругих элементов – крутильная жесткость, под которой обычно понимают коэффициент пропорциональности между силой в обобщенном смысле и вызываемой ею угловой деформацией. Крутильная жесткость вала с постоянным поперечным сечением, как известно, определяется выражением (2).

$$C = \frac{GJ_p}{l} = \frac{G\pi d^4}{32l} \quad (2)$$

где G – модуль сдвига (модуль упругости второго рода); $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$ – полярный момент инерции сечения вала, d – диаметр вала; l – длина вала с постоянным поперечным сечением.

В данном случае (рис. 2) участки вала и ведущий вал редуктора соединены последовательно посредством муфт, также как и нагруженные участки ведомого вала редуктора. Именно на ведущий вал привода из-за его длины приходится основная составляющая моментов сил упругости, формирующихся в трансмиссии при движении машины.

Трансмиссионные валы механизмов передвижения мобильных машин, как правило, имеют ступенчатую конфигурацию, что значительно усложняет задачу определения численного значения крутильной жесткости. В таких случаях бывает целесообразно ступенчатый вал заменить гладким валом эквивалентной жесткости [5]. При этом изменится общая длина вала, которая называется приведенной длиной l . Постоянный по всей длине диаметр гладкого вала будет называться приведенным диаметром d . За приведенный может быть принят диаметр любой ступени вала. Диаметр и длина – основные геометрические размеры вала для определения значения крутильной жесткости.

Ступенчатый вал можно рассматривать как последовательно соединенные дискретные массы. Податливость всего вала, величина обратная жесткости, определяется суммированием податливостей участков вала.

После определения эквивалентных жесткостей нагруженных участков валов трансмиссии, полученные результаты приводятся к оси вращения ходового колеса 2 с помощью формулы (1). Таким образом, получается система последовательно соединенных упругих элементов соответственно с жесткостями c_2 , $c_{I\text{пр}}$, $c_{II\text{пр}}$, $c_{1\text{пр}}$ (рис. 4) [5].

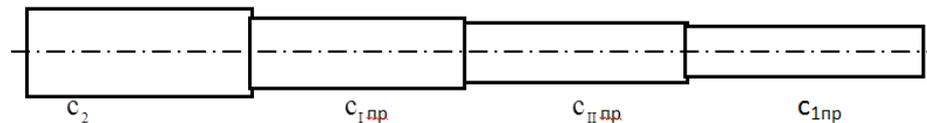


Рис. 4. Расчетная схема последовательно соединенных упругих элементов

На рис. 4 использованы следующие обозначения: c_2 – эквивалентная жесткость ведомого вала; $c_{I\text{пр}}$ – приведенная эквивалентная жесткость первого промежуточного вала редуктора; $c_{II\text{пр}}$ – приведенная эквивалентная жесткость второго промежуточного вала редуктора; $c_{1\text{пр}}$ – приведенная эквивалентная жесткость ведущего вала.

Жесткости $c_{\text{пр}}$, $c_{II\text{пр}}$, $c_{1\text{пр}}$ определяются по формулам [5]:

$$c_{I\text{пр}} = c_I \cdot u_I^2; \quad c_{II\text{пр}} = c_{II} \cdot u_{II}^2; \quad c_{1\text{пр}} = c_1 \cdot u_{12}^2 \quad (3)$$

Здесь c_I , c_{II} – соответственно, эквивалентные жесткости первого и второго промежуточных валов редуктора; $c_{Iв.}$ – эквивалентная жесткость ведущего вала; u_1 , u_{II} – передаточные отношения между промежуточными валами редуктора и колесом 2; u_{12} – передаточное отношение всего редуктора.

Результирующая приведенная крутильная жесткость c_{12} невесомого упругого вала, соединяющего на расчетной схеме массы J_1 и J_2 (т.е. аналога трансмиссии приво-

да) (рис. 3) определяется как при последовательном соединении упругих элементов из формулы (рис. 4)

$$\frac{1}{c_{12}} = \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_I \cdot u_I^2} + \frac{1}{c_{II} \cdot u_{II}^2} + \frac{1}{c_1 \cdot u_{12}^2} \quad (4)$$

В результате приведения масс и жесткостей механизм передвижения машины (рисунок 1) заменяется расчетной схемой с тремя дискретными массами (моментами инерции) J_1, J_2, J_3 (рисунок 3). Дискретные массы соединены между собой невесомыми упругими связями с жесткостями c_{12} и c_{13} . Такая система имеет 4 обобщенных координаты, т.е. ее движение определяют 4 параметра: φ_1 – приведенный к оси вращения ходовых колес угол поворота ротора электродвигателя; φ_2 и φ_3 – соответственно углы ходовых колес; x – поступательное движение всей системы (машины), на схеме не показана.

Действующие в механизме силы и моменты сил также приводятся к оси вращения ходовых колес. Их значения определяются из условия равенства мощностей приводимой и приведенной сил или моментов сил [6].

Аналогично определяется приведенная жесткость c_{13} для правой части привода. При симметричном расположении электродвигателя в приводе механизма передвижения жесткости c_{12} и c_{13} практически равны между собой.

Данная расчетная схема с численно определенными параметрами, а именно: приведенными крутильными жесткостями c_{12}, c_{13} и приведенными моментами инерции J_1, J_2, J_3 может быть использована для математического описания движения исследуемой механической системы.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Техническая документация напольной завалочной машины мартеновского цеха грузоподъемностью 15 тонн // Завод «Криворожсталь». – Кривой Рог, 1989.*
2. *Omarov, T.I. Influence of Redundant Connections in Rail Movement Mechanism on Dynamic Loads in Rail Vehicle's Drive. Mediterranean Journal of Social Sciences. – MCSER Publishing, Rome-Italy. – Vol 5. – № 23. . – November 2014. – P. 2594–2599.*
3. *Вульфсон, И.И. Колебания машин с механизмами циклового действия. / И.И. Вульфсон. – Л.: Машиностроение, 1990. – 309 с.*
4. *Кожевников, С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С.Н Кожевников. – Киев: Наук. думка, 1996. – 288 с.*
5. *Омаров, Т.И. Динамика механизмов переменной структуры рельсовых машин / Т.И. Омаров. – Алматы: КазНТУ, 2014. – 225 с.*
6. *Бутенин, Н.В. Курс теоретической механики. / Н.В. Бутенин, Я.Л. Луцц, Д.Р. Меркин. – Санкт-Петербург: Изд-во «Лань», 2009. – 736 с.*