

УДК 677.054.3
DOI 10.47367/0021-3497_2021_3_117

**МЕХАНИЧЕСКИЕ ЦЕПИ В ДИНАМИЧЕСКИХ РАСЧЕТАХ
ШАРНИРНО-СТЕРЖНЕВОГО МЕХАНИЗМА
РЕМИЗНОГО ДВИЖЕНИЯ ТКАЦКИХ МАШИН**

**THE MECHANICAL CHAINS FOR DYNAMIC ESTIMATION
OF JOINT-ROD HEALD MOTION
MECHANISMS OF WEAVING MACHINES**

В.А. ГРИГОРЬЕВ, С.В. ХЕЙЛО

V.A. GRIGORIEV, S.V. KHEYLO

(Российский государственный университет имени А.Н. Косыгина (Технологии. Дизайн. Искусство))

(Russian State University named after A.N. Kosygin (Technologies. Design. Art))

E-mail: xtpaxt@yandex.ru

В статье рассматривается применение метода механических цепей для динамической оценки шарнирно-стержневого механизма ремизного движения (МРД) ткацких машин с учетом зазоров в шарнирах. Построена динамическая модель МРД, в которой отдельные шарниры представлены как упругие звенья, определенные с использованием известной модели шарнира с зазором. На основе динамической модели составлена механическая цепь механизма и получены расчетные зависимости, позволяющие определить дополнительные силы в шарнирах и в механизме в целом, вызванные возбуждающим воздействием. Расчетные зависимости получены в области комплексных чисел как функции круговой частоты вращения главного вала ткацкой машины при движении механизма на малых перемещениях, соизмеримых с величинами зазоров в шарнирах.

This paper relates to application of the mechanical chain method to perform a dynamic estimation of a heald motion joint-rod mechanism taking into account a clearance in joints. A dynamic model of the heald motion joint-rod mechanism wherein some joints are provided as an elastic linkage that defined using the known model of articulated joint clearance. Based on the dynamic model of the mechanism the mechanical chain is made and the designed relations are obtained that allow to calculate additional forces in the joints and the mechanism in general induced by an exciting impact. These designed relations have been obtained in field of complex numbers as a circular rotating frequency function of weaving machine main shaft when the heald motion mechanism moves at minor displacement which is commensurable for joint clearance value.

Ключевые слова: зазор, шарнир, механическая цепь, механизм ремизного движения.

Keywords: joint, joint clearance, mechanical chain, heald motion mechanism.

Высокоскоростное ткачество, реализованное на пневматических ткацких машинах с рабочими скоростями от 500 мин^{-1} до 1200 мин^{-1} , оказывает существенное влияние на динамические условия функционирования основных механизмов ткацкой машины. Это приводит к необходимости при проектировании механизмов учитывать параметры звеньев, оказывающих значимое влияние на динамические показатели механической системы. В частности, эта задача актуальна для механической системы многозвенного шарнирно-стержневого механизма ремизного движения (МРД) зевообразовательного механизма (ЗОМ) типа Sulzer-СТБ [1] (рис. 1). На рис. 1 система звеньев $O_1A-AB-BO_2C-CD$ представляет механизм силового привода, а звенья DEF , EO_3G-GH и FO_4K-KL – механизм ремизного движения (МРД).

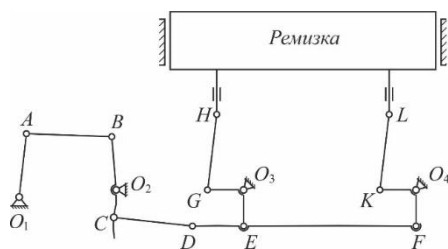


Рис. 1

Динамический расчет МРД, как правило, проводится с использованием математической модели, построенной на основе метода кинестатики. Результатом такого расчета является определение сил в функции угла $\varphi_{г.л.в}$ поворота главного вала ткацкой машины, действующих в кинематических парах (шарнирах), принятых как идеальные пары. Фактически, эти силы имеют колебательный характер. На практике такой расчет применим при скоростях до $360...400 \text{ мин}^{-1}$. На более высоких скоростях значения и характер нагрузок в звеньях механической системы МРД, полученных по данным эксперимента, не согласуются с данными кинестатических расче-

тов [2]. Одной из причин этого является проявление упругих свойств системы ЗОМ, и в большей степени – МРД, за счет упругости звеньев механизма и дополнительной подвижности звеньев, обусловленной зазорами в шарнирах.

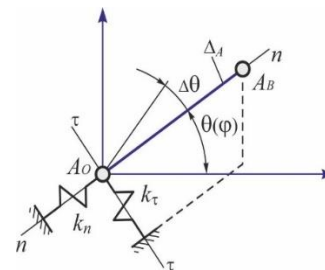


Рис. 2

Предложена математическая модель динамического расчета МРД, в которой кинематическая пара шарнирно-стержневого механизма с зазором представлена как динамическое звено. При составлении математической модели было принято, что при силовом воздействии на механическую систему МРД в зазорах шарниров обеспечивается сохранение кинематического контакта, и в этих условиях можно считать, что на малых перемещениях, соизмеримых с зазором в кинематической паре, восстанавливающая сила может быть линеаризована, а шарнир с зазором можно представить с использованием модели шарнира, предложенной И.И. Вульфсоном [3] (рис. 2). Модель шарнира А с зазором представлена в виде безмассового звена, соответствующего некоторому маятнику длиной, равной длине отрезка $AOAB$, ось AO которого упруго связана с втулкой AB шарнира. Угол положения маятника $\theta = \theta(\varphi_i) + \Delta\theta$, где $\theta(\varphi_i)$ – составляющая, $\theta(\varphi_i) = \arctg(R_y/R_x)$, $\Delta\theta$ – составляющая, возникающая при реализации дополнительной степени свободы за счет колебаний маятника, $\varphi_i = \omega t$ – угол поворота ведущего звена механизма; R_x , R_y – соответствующие проекции реакции R_A в шарнире между осью.

Угол θ , характеризующий положение безмассового звена АОАВ, соответствует направлению реакции R_A в шарнире А, и принято допущение, что $\theta = \theta(\varphi_i)$ и $\Delta\theta = 0$.

В такой модели нормальный $k^{(n)}$ и тангенциальный $k^{(\tau)}$ коэффициенты жесткости оси шарнира являются составляющими коэффициента жесткости k . Поскольку обычно доминирующую роль играет изгибная жесткость $k^{(изг)}$ оси шарнира, приведенные значения жесткости этих составляющих для шарнира А могут быть представлены:

$$k^{(n)} = k^{(изг)}; \quad k^{(\tau)} = \frac{k^{(n)} |R_A|}{k^{(n)} \Delta_A + |R_A|}.$$

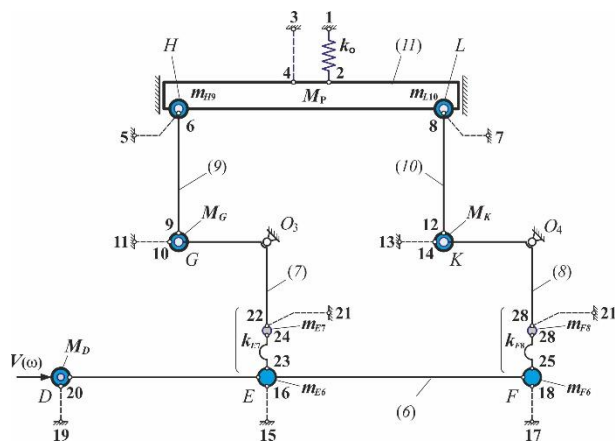


Рис. 3

Структурно-динамическая схема МРД ткацкой машины СТБУ-190 с учетом зазоров в шарнирах Е и F и механическая цепь при кинематическом возбуждении $V(\omega)$ при наличии нитей основы представлены на рис. 3, 4. На схемах МРД и механической цепи каждый структурный элемент, представляющий сосредоточенные параметры "масса m " и "упругость k " (динамические звенья), является двухполюсником, и точки с числами 1-2, 3-4 и т.д. обозначают его полюса, η_7, η_8, η_9 и η_{10} – соответственно передаточные отношения точек сосредоточения параметров звена EO_3G (7), FO_4K (8), GH (9) и KL (10). Сосредоточенные параметры "масса" для каждого жесткого стержневого звена представлены в виде замещающих

Шарнирные соединения МРД введены в расчетную схему в виде упругой пары с коэффициентом жесткости $k^{(\tau)}$. Зазор в механической системе МРД в виде упругого соединения придает механизму свойства упругости, и математическая модель описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений. Метод механических цепей (МЦ) допускает рассмотрение зазора в шарнире как упругого звена [4]. Данный метод применен для анализа многозвенного механизма МРД на малых перемещениях, соизмеримых с величинами зазоров в шарнирах. Каждое звено представляется как система взаимосвязанных сосредоточенных параметров: "масса", "упругость", "сопротивление". В динамической модели эти параметры представлены в виде динамических звеньев.

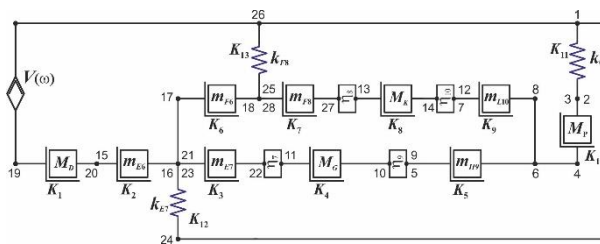


Рис. 4

масс звена в местах размещения соответствующих ему шарниров. Замещающие массы звеньев с одной точкой сосредоточения (шарнир) $M_D = m_{D5} + m_{D6}$, $M_G = m_{G7} + m_{G9}$, $M_K = m_{K8} + m_{K10}$; m_{H9}, m_{L10} и M_P – масса резинки; k_0, k_{E7} и k_{F8} – соответственно сосредоточенные параметры упругости нитей основы, шарниров Е и F, k_0 – коэффициент жесткости заправки нитей основы (рис. 3 – структурно-динамическая схема МРД ткацкой машины СТБУ-190 с учетом упругости шарнирных соединений Е и F и рис. 4 – механическая цепь МРД ткацкой машины СТБУ-190 с учетом зазоров шарниров Е и F при кинематическом возбуждении $V(\omega)$).

В рамках теории механических цепей каждый сосредоточенный параметр и их со-

четания описываются уравнениями в поле комплексных чисел как функции круговой частоты ω вращения при силовом или кинематическом возбуждении соответственно силой $Q(\omega)$ или со скоростью $V(\omega)$, а расчеты выполняются с использованием комплексных амплитуд [5]. При кинематическом возбуждении, характерном для МРД, уравнение каждого параметра определено как комплексная кинематическая характеристика, описывающая подвижность системы, как реакции звена, группы звеньев или элемента механической системы в виде силы $Q(\omega)$, вызванной кинематическим возбуждением $V(\omega)$.

$$K_1 = \frac{1}{j\omega m_D}, K_2 = \frac{1}{j\omega m_{E6}}, K_3 = \frac{1}{j\omega m_{E7}}, K_4 = \frac{1}{j\omega M_G}, K_5 = \frac{1}{j\omega m_{H9}}, K_6 = \frac{1}{j\omega m_{F6}},$$

$$K_8 = \frac{1}{j\omega M_K}, K_9 = \frac{1}{j\omega m_{L10}}, K_{10} = \frac{1}{j\omega M_P}, K_{11} = j\frac{\omega}{k_O}, K_{12} = j\frac{\omega}{k_{E7}}, K_{13} = j\frac{\omega}{k_{F8}}. \quad (1)$$

Было получено следующее выражение для полной комплексной кинематической характеристики K_{1-13} в виде уравнения [4]:

$$K_{1-13} = \frac{(\omega_{09}^2 - \omega^2)(\omega_{010}^2 - \omega^2)(\omega_{011}^2 - \omega^2)}{j\omega(k_{E7} + k_{F8} + k_O)(\omega_{07}^2 - \omega^2)(\omega_{08}^2 - \omega^2)}. \quad (2)$$

В уравнении (2) круговые частоты ω_{07} , ω_{08} , ω_{09} , ω_{010} и ω_{011} являются частотами ло-

Выражение для вычисления полной комплексной кинематической характеристики K_{1-13} механической системы можно получить в виде суммы составляющих частных комплексных кинематических характеристик K_i , определяемой соединением – параллельным или последовательным – отдельных структурных элементов или их групп в механической цепи. Для механической цепи частные комплексные кинематические характеристики представлены отдельными структурными элементами цепи и имеют вид:

кальных резонансов скоростей. В рамках теории механических цепей под резонансом скоростей понимаются значения, при которых комплексная кинематическая характеристика структурного элемента равна нулю. Сила $Q(\omega)$ на входе механической системе МРД (шарнир D), вызванная кинематическим возбуждением со скоростью $V(\omega)$, определяется из выражения:

$$Q(\omega) = \frac{V(\omega)}{K_{1-13}} = jV(\omega) \frac{\omega(k_{E7} + k_{F8} + k_O)(\omega_{07}^2 - \omega^2)(\omega_{08}^2 - \omega^2)}{(\omega_{09}^2 - \omega^2)(\omega_{010}^2 - \omega^2)(\omega_{011}^2 - \omega^2)}. \quad (3)$$

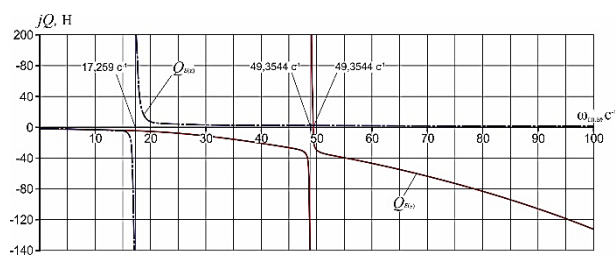


Рис. 5

Результаты расчета представлены в виде графиков (рис. 5 – графики изменения сил $Q_{E(i)}$ (идеальный шарнир E) и $Q_{E(y)}$ (упругая пара E) и рис. 6 – графики изменения сил $Q_{F(i)}$ (идеальный шарнир F) и $Q_{F(y)}$

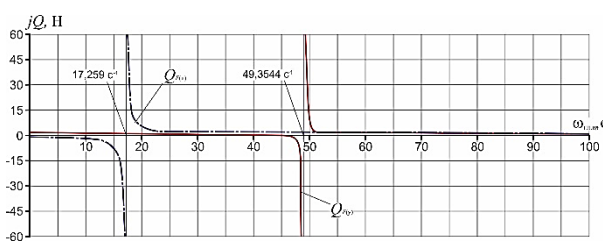


Рис. 6

(упругая пара F)). Рассматривая шарниры E и F как упругие пары, сила Q_{13} (шарнир E) во много раз больше силы Q_{12} (шарнир F), которые, складываясь с силами в соответствующих шарнирах, полученными кинематическими характеристиками, определяют результирующую силу Q_{13} .

тостатическим расчетом, приводят к значительно более высокой нагрузке в шарнире E, чем в шарнире F: В результате участок EF продольной тяги DFF (6) находится в условиях действия изгибающих сил, при этом с ростом круговой частоты $\omega_{\text{гл.в}}$ величины сил изгиба возрастают. Таким образом, можно объяснить одну из причин выхода из строя продольной тяги МРД.

ВЫВОДЫ

Представленный подход к исследованию МРД типа Sulzer-СБТ и полученные расчетные зависимости показывают возможность использования метода механических цепей в рамках решаемой задачи – динамической оценки многосвязных механизмов с жесткими звеньями. Результаты динамической оценки МРД, в котором шарниры продольной тяги введены в расчет как упругие звенья – шарниры E и F, дали возможность установить величины дополнительных сил в этих шарнирах, вызванных кинематическим возбуждением. Эти силы вызывают изгиб продольной тяги, создавая условия, ускоряющие выход ее из строя. Значение силы возрастает с увеличением круговыми частотами вращения главного вала ткацкой машины, что дает основание говорить об ограничении использования МРД с жесткими звеньями на ткацких машинах с круговыми частотами вращения главного вала до 400 мин^{-1} ($41,89 \text{ с}^{-1}$).

ЛИТЕРАТУРА

1. Дицкий А.В., Малафеев Р.М., Терентьев В.И., Туваева А.А. Основы проектирования машин ткацкого производства / Под общ. ред. А.В. Дицкого. – М.: Машиностроение, 1983.
2. Гаврилов А.Н. Исследование и усовершенствование рычажно-стержневых систем ремизного движения ткацких машин: Дис. ... канд. техн. наук. – М., 2014.
3. Вульфсон И.И. Критерии для анализа псевдодара при сохранении кинематического контакта в зазорах шарниров // Теория механизмов и машин. Том 5. – 2007, №1. С. 22...37.
4. Дружинский И.А. Механические цепи. – Л.: Машиностроение, 1977.
5. Иорши Ю.И. Виброметрия: Измерение вибрации и ударов: Общая теория, методы и приборы. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1963.

REFERENCES

1. Ditskiy A.V., Malafeev R.M., Terent'ev V.I., Tuvaeva A.A. Osnovy proektirovaniya mashin tkatskogo proizvodstva / Pod obshch. red. A.V. Ditskogo. – M.: Mashinostroenie, 1983.
2. Gavrilov A.N. Issledovanie i usovershenstvovanie rychazhno-sterzhnevykh sistem remiznogo dvizheniya tkatskikh mashin: Dis. ... kand. tekhn. nauk. – M., 2014.
3. Vul'fson I.I. Kriterii dlya analiza psevdoudara pri sokhranении kinematicallyeskogo kontakta v zazorakh sharnirov // Teoriya mekhanizmov i mashin. Tom 5. – 2007, №1. S. 22...37.
4. Druzhinskiy I.A. Mekhanicheskie tsepi. – L.: Mashinostroenie, 1977.
5. Iorish Yu.I. Vibrometriya: Izmerenie vibratsii i udarov: Obshchaya teoriya, metody i pribory. – 2-e izd. pererab. i dop. – M.: Mashgiz, 1963.

Рекомендована кафедрой теоретической и прикладной механики. Поступила 01.06.21.