

АНАЛИЗ ТЕКУЩЕЙ СИТУАЦИИ В РАЗРАБОТКЕ МЕТОДОВ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ, СОЗДАНИЕ МЕТОДОВ АНАЛИЗА И СИНТЕЗА

Бекназаров Жасур Холмаматович – доцент кафедры “Технология машиностроения” Навоийского государственного горного и технологического университета.

Аннотация. В статье представлен анализ результатов комплексных экспериментальных исследований трансмиссии с гибким элементом ведомой шестерни. С помощью современных средств измерений определены закономерности изменения крутящих моментов, частот вращения, шума в валах шестерен. Построены графики связи параметров и режимов работы. На основании анализа рекомендованы оптимальные значения инерционных и нагрузочных параметров механизма.

Ключевые слова: Шестерня, упругий элемент, девственность, нагрузка, шум, Закономерность, угловая скорость, покрытие, прямолинейность, момент инерции, резиновый рабочий барабан марки, вибрация, выгода.

Аннотация. Мақолада қайишқоқ элементли тақибли тишли ғилдираги бўлган узатмани комплекс тажрибавий тадқиқотлари натижалари таҳлили келтирилган. Замонавий ўлчов асбобларини қўллаб тишли ғилдираклар валларидаги буровчи моментларни, айланиш частоталарни, шовқинни ўзгариш қонуниятлари аниқланди. Параметрлар ва ишлаш режимлари боғланиш графиклари қурилди. Таҳлиллар асосида механизмни инерция бикрлик ва юкланиш параметрларининг мақбул қийматлари тавсия этилган.

Калит сўзлар: Тишли ғилдирак, қайишқоқ элемент, бикрлик, юкланиш, шовқин, қонуният, бурчак тезлик, қамров, нотикеслик, инерция моменти, резина маркаси ишчи барабан, тебраниш, самара.

Annotation. The article presents an analysis of the results of complex experimental studies of transmission with a flexible element of the driven gear. With the help of modern measuring instruments, the regularities of changes in torque, rotation frequency, noise in the gear shafts have been determined. The graphs of the connection between parameters and operating modes are built. Based on the analysis, the optimal values of the inertial and load parameters of the mechanism are recommended.

Key words: Gear, elastic element, virginity, load, noise, Regularity, angular velocity, coating, straightness, moment of inertia, rubber stamp drum, vibration, benefit.

Приведён анализ основных факторов, влияющих на параметры шестерён; результаты теоретических исследований литературы и патентного поиска, а также разработка новых схем машин и механизмов, методы моделирования и расчёта, оптимизация эксплуатационных характеристик, анализ и

синтез механизмов, представлен анализ исследования создания новых конструкций. Рекомендуются элементы растянутой конструкции с композитными шестернями с гибкими элементами [1,2].

Лишние связи определяются по следующей формуле:

$$q = W - 6n + 5P_5 + 4P_4 = 1 - 6 \cdot 2 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 = 3. \quad (1)$$

Для уменьшения трения в кинематической паре и увеличения рабочих ресурсов механизма рекомендуется использовать механизмы с упругими элементами. Для этого рекомендуется формула, учитывающая упругие элементы при обнаружении лишних звеньев в механизмах:

$$q = W - 6n + 5P_5 + 4P_4 - n_y, \quad (2)$$

где, n_y – количество упругих элементов в механизмах.

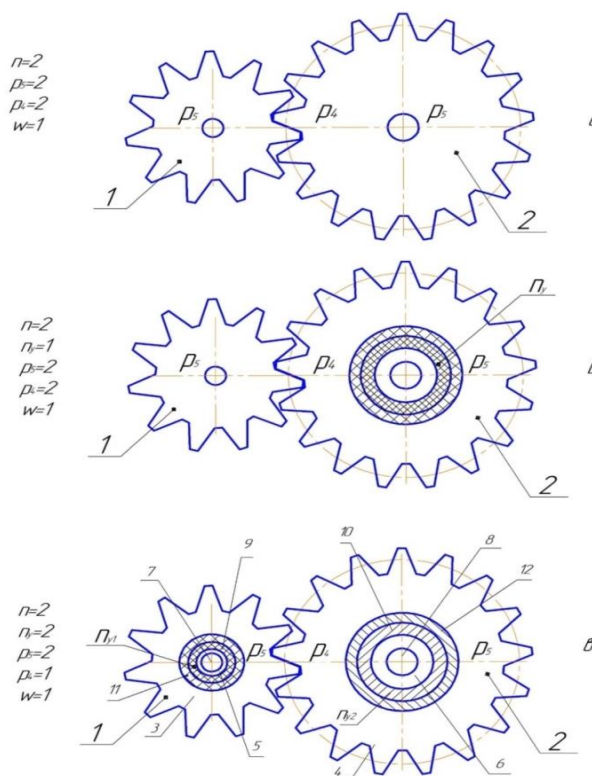


Рис.1. Схема зубчатой передачи

Основными недостатками этих механизмов являются жесткое взаимодействие, связывающее зубья колес между собой, и передача изменений нагрузок непосредственно на валы шестерен.

В предлагаемой новой схеме (см. Рис. 1) зубчатое колесо 4 и шестерня 1 приведено до неотделимого состояния. Шестерня 1 крепится к валу 2 посредством втулки амортизатора 3, а шестерня 4 крепится к валу 5 посредством втулки амортизатора 6.

В этом случае толщина втулок амортизатора 3 и 6 выбирается в соответствии с передаточным числом.

Нормированных и ненормированных сигналов, усиления и согласования полного сопротивления, преобразования в частоту для обработки через один цифровой вход, защиты от перенапряжения и ЭМС [3,4], защиты выходов от коротких замыканий, умножения потенциала и как ручной- авто преобразователь

Принципиальная схема и схема подключения приведены в рисунке 1.

Передаточное отношение зубчатой передачи является переменным, оно определяется по следующей формуле [5,6]

$$U_{12} = \frac{M_1 \left[\frac{1}{r_1'^2} - \frac{1}{r_1^2} \right]}{M_2 \left[\frac{1}{r_2'^2} - \frac{1}{r_2^2} \right]}, \quad (5)$$

где, $M_{1,2}$ -крутящие моменты.

r_1, r_2 – радиусы втулок амортизатора

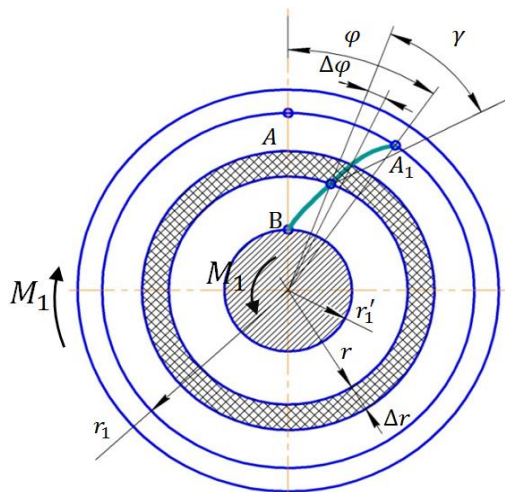
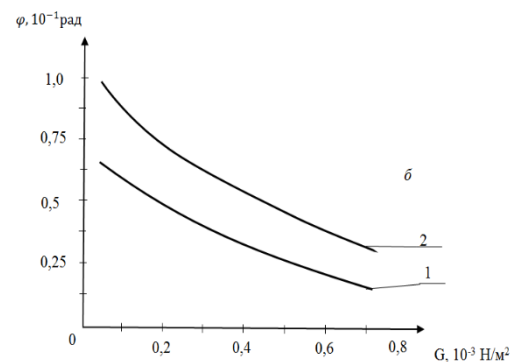
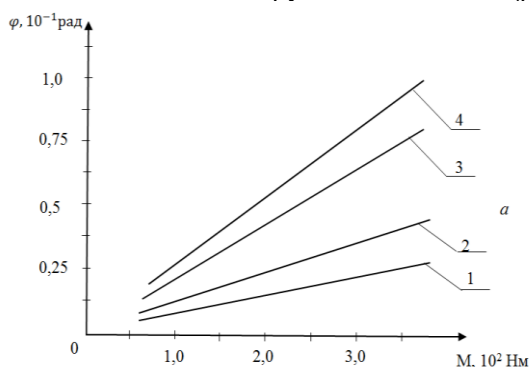


Рис.2. Схема для расчета деформации сдвига втулки-амортизатора в зубчатой передаче

Был получен график зависимости угловой деформации резиновых втулок на шестерне от изменения значений крутящего момента (рис. 3).



a) $1,2 - \varphi_1 = f(M_1); 3,4 - \varphi_2 = f(M_2);$ при

$1 - r_1 = 2,1 \cdot 10^{-2} \cdot m,$ при $2 - r_1 = 3,2 \cdot 10^{-2} \cdot m$;при

$3 - r_1 = 3,8 \cdot 10^{-2} \cdot m;$ при $4 - r_1 = 5,0 \cdot 10^{-2} \cdot m$

b) $1 - \varphi_1 = f(G); 2 - \varphi_2 = f(G)$

Рис.3. График изменения угловой деформации трансмиссионного вала и втулки-амортизатора шестерни.



$$\Delta_1 = \frac{d_1 - d'_1}{2}, \quad \Delta_2 = \frac{d_2 - d'_2}{2},$$

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{\Delta_2}{\Delta_1}, \quad (3)$$

где – d1, d2 -наружный и внутренний диаметры шестерни 1 втулки амортизатора 3; - наружный и внутренний диаметры колеса 4 втулки амортизатора 6; R1 и R1 радиусы основных окружностей шестерня 1 и колеса 4; ω2 и ω2 угловые скорости шестерни 1 и колеса 4; U12 передаточное отношение [7-10].

Соответственно, величины вращательных перемещений упругих элементов шестерен определяются следующими выражениями (рис. 2).

$$\varphi_1 = \frac{M_1}{2\pi Gl} \int_{r'_1}^{r_1} \frac{dr}{r^3} = \frac{M_1}{2\pi Gl} \left[\frac{1}{2(r'_1)^2} - \frac{1}{2(r_1)^2} \right] \text{ и}$$

$$\varphi_2 = \frac{M_2}{4\pi Gl} \left[\frac{1}{r_2'^2} - \frac{1}{r_2^2} \right] \quad (4)$$

По мере увеличения внешнего крутящего момента M1 и M2 угловая деформация сдвига резиновых втулок шестерен увеличивается при линейных движениях. Рекомендуется получить внешний крутящий момент при M1=(0,025... 0,028)·102 Нм, M2 = (0,03... 0,036)·102 Нм, чтобы уменьшить удары, возникающие при включении шестерен при относительно больших значениях M1 и M2. Чтобы уменьшить величину угловой деформации сдвига резиновых втулок, рекомендуется получить модуль сдвига (0,33... 0,42)·103 Н/м3 [11-15].

В приводе станка “Вальц” находится четырех массовая расчетная схема станка “Вальц”, позволяющая получать динамические и математические модели амортизирующих шин агрегата станка со встроенным редуктором. Первая масса включает электрический ротор и массу полумуфты, вторая масса включает ведущую шестерню полумуфты, третья масса включает составную шестерню, ведомую шестерню и вторую массу полумуфты, четвертая масса включает половину сцепления, внешнее сцепление и рабочие массы барабана. Следовательно, система состоит из четырех массового агрегата (рис.4).

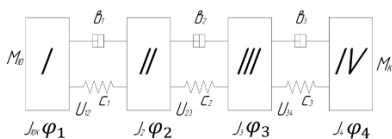


Рис. 4.
Агрегатная динамическая модель машины

По мере увеличения вращательной жесткости упругих элементов агрегата машины значения вибрационного покрытия угловых скоростей уменьшаются по нелинейному закону. По мере увеличения коэффициента вращения гибкого кольца соответствующей составной шестерни значения также уменьшаются по нелинейному закону. В то же время значение уменьшается с 13,6 с-1 до 4,9 с-1.

На основе анализа результатов экспериментов построены графики зависимости угловых скоростей зубчатых колес от вибрационного покрытия вращательной жесткости зубчатого элемента редуктора с двухступенчатым редуктором Ц2У-160. Для обеспечения стабильности технологического процесса для кольца рекомендована резина марки ПЛ118-11, где C2 = (650÷700)·102 Нм/рад. При сравнении графиков соединений, полученных в результате экспериментальных и теоретических исследований, было обнаружено, что их разница находится в диапазоне (5,0÷9,5) %.

На основе анализа по совершенствованию конструкций зубчатых механизмов, а также по совершенствованию методик расчета разработана схема дополненной классификации зубчатых колес. Разработаны новые конструктивные схемы передачи с шестернями с компонентными гибкими элементами. нулевому потенциалу, к которому относится аналоговый выходной сигнал [16-18].

Для определения степени возбудимости зубчатого механизма с упругими элементами предложена обобщенная формула. В то же время был разработан метод устранения избыточных соединений в плоских механизмах. Графики зависимости угловых скоростей на первичном валу шестерни, упругом элементе и выходных шестернях модернизированного редуктора Ц2У-160, установленного на трансмиссии технологической машины “Вальц”, от изменения момента сопротивления на рабочем барабане.

Список использованных литератур:

- [1]. ПЛ118-11 маркадаги резина ГОСТ 2068-61
- [2]. МРТУ3S-5-1166-64 ГОСТ 9833-73
- [3]. МРТУ38-5-1166-64 ГОСТ 18829-73
- [4]. Ц2У-160 редуктор “Вальц” машинаси ГОСТ 14333-77
- [5]. Ц2У-160 редуктор “Вальц” машинаси ГОСТ 14333-79
- [6]. Григорьев Е.Т. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов.-М.:1990-153 с.
- [7]. Marsh S.W., Rubber as a Strees-carrying Material and Some Design Con siderations, The RubberAge and Synthetcs, vol.29 №11,1969.p.83.
- [8]. Бехбудов Ш.Х., Маджитов З.З. Анализ работы механизма с накопителем энергии с



силовым замыканием // Журнал молодой ученый.-Казань. 2014.-№16(1).-с.61-63.

[9]. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин.-М.: Машиностроение. 1977.-216 с.

[10]. Румшинский Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента.-М.: Наука, 1971, 192 с.

[11]. Менли Р. Анализ и обработки записей колебаний.-М.: Машиностроение 1972, 368 с.

[12]. Pietch Paul. Ketten-Getriebe. Ein Taschenbuch. Von Paul Pietsch neubearb. Aufl. Einbek. Arnold and Stolzenberg. 1987. 188 с.

[13]. Hans-Gunter Rachner. Stahlgelenkgetriebe und Kettentriebe. Konstruktionsbucher. 1957. 150 с.

[14]. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных.-М.: Колос. 1973, 221 с.

[15]. A.Djuraev, Sh.Sh.Kenjaboev, J.KH.Beknazarov. Development of an Effective Resource-saving Design and Methods for Calculation the Parameters of Gears with Compound Wheels. International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering

ISSN 2278-3075 (online), Volume-9 Issue-1, November 2019. Page No 2385-2388. Scopus.

[16]. A.Djuraev, J.KH.Beknazarov. Development of designs and methods for calculating gears with variable parameters and elastic elements. International journal of advanced research in science, engineering and technology. Vol. 5, issue 5, may 2018.

[17]. Джураев А.Дж., Жураев Н.Н., Жумаев А.С. Development of an improved roller mechanism for screw conveyer. Международная конференция. Инновационное развитие науки и образования. Декабрь 2020. Сборник научных трудов. Павладор.Республики Казахстан. -с. 136.

[18]. Джураев А.Дж., Жураев Н.Н. Винтсимон конвейерларни иш унумдорлигини оширишда спирал сирти юзаси ва кримлар сонининг ахамияти Тўқимачилик саноатининг ривожланиш тенденциялари: муаммо ва ечимлари” мавзусида халқаро илмий-амалий конференция Термиз давлат университети. 2021 йил 23-24 апрель - б.576.