

Для проверки демпфирующей способности и наружной герметичности гидравлических гасителей колебаний разработана гидравлическая система с автоматическим управлением. Микроконтроллер САУ для испытательного стенда подключен к дисплею по протоколу UART и USBUART преобразователь, получает команды от кнопок управления на проведение испытаний и на остановку испытаний ГГК. В программу заложены данные о величине давления на ГГК и справочная информация, возможно автоматическое построение рабочей диаграммы и расчет характеристик гасителя в автоматическом режиме. Так же программное обеспечение позволяет сравнить справочное значение диаграммы гасителя с испытательным и определить вид неисправности и способ ее устранения.

Литература

1. Бачурин Н. С., Красниченко А. А., Переяслов М. В. Гидравлические гасители колебаний пассажирских вагонов, учебник справочник по дисциплине «Конструирование и расчет вагонов», 2013. – С. 29–39.
2. Цыпкин Я.З. Основы теории автоматических систем. – М. : Наука, 1977. – 560 с.
3. Основы теории автоматического управления : учеб. пособие / А. П. Зайцев. – Томск, 2000. – 152 с.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ СРЕДСТВАМИ САПР И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗНОСА НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Т. Д. Стасенко

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель А. В. Петухов

Выполнено проектирование прямозубой зубчатой передачи в программе «Комплекс программ GEARS». Предложен расчет износа рабочих поверхностей зубчатой пары и прогнозирование долговечности зубчатой прямозубой цилиндрической передачи с определением ожидаемых характеристик ее работоспособности.

Ключевые слова: износ, нагрузка, зубчатое колесо.

Одним из способов снижения себестоимости проектирования производства и испытаний является моделирование зубчатых колес, которое в свою очередь является неотъемлемой частью процессов изготовления, исследования и использования зубчатых колес. Поэтому благодаря математическому моделированию возможно в кратчайшие сроки и без больших материальных затрат воссоздать как само зубчатое колесо, так и условия его применения [2], таким как «Комплекс программ GEARS». Например, таким средством спроектировано зубчатое колесо (рис. 1), исходные данные которого, приведены в таблице.

Исходные данные зубчатого колеса

Модуль	$m = 6$	
	Число зубьев	$z = 56$
Коэффициент смещения исходного контура	$x = -0,0663$	$x = 0,0663$
Межосевое расстояние	$a_w = 315$ мм	
Ширина зубчатого венца	$b = 50$ мм	$b = 50$ мм
Термическая обработка	цементация до 59–62 HRC	
Вращающий момент на ведущем колесе	$T_{max} = 4157,5$ Нм	
Окружная скорость	$V = 6$ м/с	

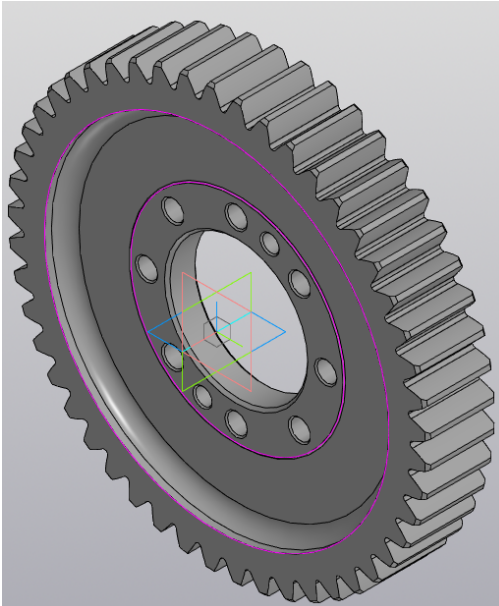
Создание математической модели износа рабочей поверхности зубчатого колеса является важной и актуальной задачей. Цилиндрические эвольвентные передачи весьма чувствительны к погрешностям, которые вызывают кромочный контакт и повышенные напряжения. С целью ослабления или исключения торцевого кромочного контакта используют продольную модификацию рабочих поверхностей зубьев (обычно одного из пары колес), придавая им слегка бочкообразную форму. При наличии технологических погрешностей и деформаций деталей происходит перекатывание поверхностей таких зубьев в продольном направлении с перемещением контактной площадки в сторону одного из торцов зубчатого венца. Учитывая, что бочкообразные зубья работают в условиях локального контакта (объемного напряженного деформированного состояния), то изгибные напряжения в основании зубьев, выполненных на базе стандартного исходного контура, можно определить по формуле:

$$\sigma_F = 2TY_E \cdot Y_{\partial ec} \cdot K_F / (m^3 z), \quad (1)$$

где T – передаваемый крутящий момент; m – модуль колес; z – число зубьев колеса; Y_E – коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев; $Y_{\partial ec}$ – приведенный объемный коэффициент, учитывающий распределение нагрузки вдоль длины бесконечно длинного зуба; K_F – коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_A \cdot K_{F\partial} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}, \quad (2)$$

где K_A и $K_{F\partial}$ – коэффициенты внешней и внутренней динамической нагрузки; $K_{F\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий.



Модуль	m	6	
Число зубьев	z	49	
Исходный контур	–	1 ГОСТ Р 50531-93	
Коэффициент смещения	x	+0,0663	
Степень точности по ГОСТ не известен	–	8-В	
Длина общей нормали	W	$119,366_{-0,32}^{+0,8}$	
Допуск на колебание длины общей нормали	F_{sw}	0,05	
Допуск на колебание измерительного межосевого расстояния	За оборот колеса	F_i^-	0,1
	На одном зубе	f_i^-	0,04
Контролировать при отпуске детали обкатки с измерительной шестерней	Допуск на радиальные выносы зубчатого венца	F_r	0,071
	Допуск на погрешность профиля зуба	f_i	0,022
	Отклонение основного шага	f_{p1}	$\pm 0,028$
Делительный диаметр	d	294	
Допуск на погрешность изготовления зуба	F_p	0,025	
Допуск на торцовое биение базовой поверхности	F_r	0,059	
Обозначение чертежа сопряженного зубчатого колеса			

Рис. 1. 3D модель зубчатого колеса спроектированная в Комплекс программ GEARS и его характеристики

Прогнозирование износа рабочей поверхности зубчатых колес особенно важно в целях испытания спроектированной детали и, при необходимости, корректирования его параметров до этапа производства.

Особый подход к расчету изнашиваемых кинематических пар содержится в работах В.В. Шульца, в которых на основании вариационных методов определены устойчивые формы естественного износа, обладающие свойством энергетического экстремума в заданном относительном движении. Расчеты передач на износ производятся с целью определения ресурса работы или стыкования конструктивных параметров передачи, при которых он имеет максимальное значение. Суть моделирования основывается на положениях упруго-статической модели, успешно применяемой при синтезе приближенных зацеплений. В соответствии с этой моделью предполагается: все зубья геометрически одинаковы и равномерно распределены по ободу колеса; контакт зубьев осуществляется по активным поверхностям; под нагрузкой зубья колес деформируются и их упругие свойства одинаковы; пластические деформации отсутствуют. Дополнительно приняты следующие допущения: зубья каждого колеса изнашиваются одинаково; условия работы передачи (температура окружающей среды, свойства смазывающего материала, концентрация и свойства абразивных частиц и т. д.) считаются неизменными; к выходному валу приложен постоянный момент сопротивления; шестерня вращается с постоянной угловой скоростью; частота вращения шестерни достаточно мала, чтобы динамическими нагрузками, обусловленными неравномерностью вращения колеса, можно было пренебречь; износ считается достаточно малым, чтобы можно было не учитывать изменения упругих свойств зубьев; трение в зацеплении не учитывается. В основе эволюционного подхода к моделированию лежит деление процесса изнашивания на ряд шагов. Изменение наработки Δn на каждом шаге выбирается настолько малым, что в его пределах условия изнашивания можно считать постоянными. Отсюда следует, что приращение износа ΔH_i можно считать постоянным и в любой i -ой точке профиля с достаточной степенью точности можно выразить уравнением:

$$\Delta H_i = I_i \cdot \Delta n_i, \quad (3)$$

где I_i – интенсивность изнашивания:

$$I_i' = \frac{\partial H}{\partial S} = kq^\alpha, \quad (4)$$

где ∂H – величина износа, ∂S – путь трения, q – контактное давление, α – находится, в пределах $1 \leq \alpha \leq 3$ (для приработанных поверхностей $\alpha \approx 1$), k – интенсивность физико-химических процессов во фрикционном контакте, определяемая экспериментально. Толщина износа поверхности зуба:

$$\delta_u = J_u S, \quad (5)$$

где J_u – интенсивность изнашивания; S – общий путь трения за время работы зубчатой передачи (скольжение по площадке контакта в области контакта зубьев колеса и шестерни). Суммарный износ зубьев в контактной точке $\sum I = I_1 + I_2$ определяется износом зуба шестерни и колеса. Каждое из этих слагаемых представляет собой сумму основного износа, обусловленного кинематикой зацепления, и дополнительного износа вследствие относительного смещения зубьев из-за радиального биения зубчатых колес:

$$\sum I = I_1 + I_2 = (I_{z1} + I_{b1}) + (I_{z2} + I_{b2}) = I_z + I_b = (I_{z1} + I_{z2}) + (I_{b1} + I_{b2}). \quad (6)$$

Принято, что суммарный износ зубьев шестерни и колеса в контактной точке прямо пропорционален значениям удельной мощности сил трения Pfz и Pfb (Вт/мм²):

$$I_z = I_{z1} + I_{z2} = a_z k_q Pfz = a_z k_q (fz \sigma H v_{sz}); \quad (7)$$

$$I_b = I_{b1} + I_{b2} = a_b k_q Pfb = a_b k_q (fb \sigma H v_{sb}), \quad (8)$$

где a_z , a_b – исходные значения удельной интенсивности изнашивания зубьев (мм³/Вт); k_q – коэффициент вариации интенсивности изнашивания; fz – коэффициент трения между зубьями в процессе их зацепления [2]; fb – коэффициент трения между зубьями при их взаимном скольжении из-за радиального биения зубчатых колес [2]; σH – контактные напряжения; v_{sz} , v_{sb} – значения скоростей скольжения (м/с).

В результате расчета по формулам (6)–(8) для спроектированной передачи получили следующие величины износа зубьев шестерни и колеса: $I_z = 0,473$ мм; $I_b = 0,473$ мм; $I = 0,946$ мм.

В результате проведенной работы спроектирована средствами САПР «Комплекс программ GEARS» зубчатая передача, предложена математическая модель для определения износов рабочих поверхностей и определены их численные значения, по которым можно прогнозировать ресурс работы, который составит 83000 ч.

Литература

1. Попов, В. А. Модифицированная цилиндрическая эвольвентная косозубая передача внешнего зацепления с повышенными эксплуатационными свойствами // Вестник машиностроения. – 2011. – № 6. – С. 37–40.
2. Стасенко, Т. Д., Стасенко Д. Л. Моделирование износа на рабочих поверхностях зубчатых колес / Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра : сб. науч. ст. 7-й Междунар. науч.-практ. конф.: в 2 ч. Ч. 2. – Гомель : Гомсельмаш, 2023. – С. 211–215.

ОПТИМИЗАЦИЯ КРИТЕРИЕВ ПРИ РАСЧЕТЕ И ПРОЕКТИРОВАНИИ МОНТАЖНЫХ КОРПУСОВ ГИДРОБЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ

О. К. Гурбан

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель В. В. Пинчук

Для того, чтобы установить оптимальное пространственное расположение гидроаппаратов при создании гидроблоков управления (ГУ) приводов технологического оборудования, необходимо разработать математическую модель монтажного корпуса ГУ и провести исследования влияния формы корпуса на его показатели качества. При определении критериев оптимальности монтажного корпуса будем учитывать различия по гидравлическим потерям давления только в магистральных каналах подвода и слива, условно приняв их равными в соединениях между гидроаппаратами (так как определить их можно только после установления свойств элементов подсистем на дальнейших этапах разработки ГУ).

Ключевые слова: монтажный корпус, гидравлические потери, гидроблоки управления, технологические машины, гидроаппараты, критерий оптимальности.

Ранее установлено [1], что оптимальные пространственные компоновки ГУ можно получить за счет использования монтажного корпуса в виде многогранной призмы с различным числом (n) площадок для установки гидроаппаратов, concentрично расположенных вокруг сквозных магистральных каналов подвода и слива рабочей жидкости. Установлено также [1], что нормирующими множителями при расчетах пространственной компоновки ГУ будут: Δp^* – гидравлические потери давления, V^* – объем монтажного корпуса и S^* – площадь наружной поверхности монтажного корпуса. При этом, следует принимать V^* и S^* при $n = 3$, а Δp^* при $n = 7$ (при указанных значениях n параметры Δp^* , V^* и S^* будут иметь минимальные значения).

После подстановки нормирующих множителей Δp^* , V^* и S^* и соответствующих преобразований получим [1]

$$X = \left(\begin{array}{l} \frac{0,33K}{(N-1)/7+1} + \frac{0,33nK}{4\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right)\sqrt{3}[(N-1)/3+1]} + \\ \left[\frac{na/2\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{n}\right) + bnK}{\sqrt{3}a/2 + 3b[(N-1)/3+1]} \right] 0,33 \end{array} \right) \rightarrow \min \quad (1)$$