

6. Введена неподвижная труба для исключения наматывания соломы на вращающийся вал привода вариатора молотильного аппарата.

7. Большая степень унификации: конструкция нового отбойного битера унифицирована и не требует переделки конструкции рамы и остальных узлов.

Благодаря предложенным изменениям конструкции поток хлебной массы лучше распределяется и подается в роторный соломосепаратор даже при экстремальных условиях уборки, исключены процессы забивания и значительно повышена эффективность работы отбойного битера и системы подачи массы в целом. Для повышения эффективности работы комбайна необходимо применить все предложенные изменения конструкции или каждое из изменений по отдельности.

Литература

1. Казанский, В. В. Справочное пособие по зерноуборочным комбайнам / В. В. Казанский. – Гомель : Полеспечать, 2000. – 388 с.
2. Лонцева, И. А. Пути повышения эксплуатационной производительности зерноуборочных комбайнов / И. А. Лонцева // Дальневосточ. аграр. вестн. – 2017 – № 4 (44). – С. 175–181.
3. Иванова, В. Н. Повышение производительности и качества работы зерноуборочного комбайна на основе применения физической модели системы «комбайнер – комбайн»: дис. ... канд. техн. наук / И. А. Иванова. – Челябинск, 1984.

УДК 621.833

АНАЛИЗ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ИЗНОСА НА РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЯХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И СПОСОБЫ БОРЬБЫ С НИМ

Т. Д. Стасенко, Д. Л. Стасенко

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

Рассмотрены вопросы возникновения износа цилиндрических зубчатых передач проанализированы способы повышения срока службы зубчатых передач. Установлено, что для повышения срока службы редукторов необходимо обеспечить на всех этапах от проектирования до сборки выполнять предварительно расчеты по указанным моделям и использовать наилучшую достижимую частоту рабочих зубьев и модификацию зубчатого венца в продольном и поперечном направлениях.

Ключевые слова: зубчатое колесо, износ, моделирование.

ANALYSIS OF THE OCCURRENCE OF WEAR ON THE WORKING SURFACES OF GEARS AND WAYS TO COMBAT IT

T. D. Stasenko, D. L. Stasenko

Sukhoi State Technical University of Gomel, the Republic of Belarus

The paper examines the issues of wear in cylindrical gears and analyzes ways to increase the service life of gears. It has been established that in order to increase the service life of gearboxes, it is necessary to ensure that at all stages from design to assembly, preliminary calculations are carried out using the specified models and the best achievable frequency of working teeth and modification of the ring gear in the longitudinal and transverse directions are used.

Keywords: gear, wear, modeling.

В процессе эксплуатации редукторов наблюдаются следующие основные виды разрушения зубьев зубчатых передач: усталостное выкрашивание из-за высоких контактных напряжений в полюсе зацепления; поломка зубьев из-за недостаточной изгибной прочности и абразивный износ зубьев из-за скольжения профилей зубьев при наличии абразивных частиц между ними в условиях открытых передач. Некоторые неисправности зубчатых колес также могут возникать из-за проблем с проницаемостью упрочненного слоя, которые сводят на нет методы избирательного маскирования цементацией для защиты поверхности от повреждений. В некоторых случаях загрязнение поверхности или неправильная сушка приводят к образованию пузырей. Чрезмерно агрессивная струйная обработка после нанесения покрытия также может повредить маскировочное покрытие. При травлении нежелательная цементация часто проявляется в виде неоднородных темно-серых участков. Геометрия шестерни и слишком глубокая цементация для конкретного профиля зуба могут вызвать растрескивание упрочненного слоя, которое начинается в подповерхностном слое [1]. Это явление обычно называют образованием трещин по границе упрочненного слоя. Снижение высоких концентраций углерода на поверхности и выбор глубины упрочненного слоя в соответствии с нижним предельным значением, указанным в спецификации, зачастую помогает избежать этой проблемы. Одним из способов снижения себестоимости проектирования производства и испытаний является математическое 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]. Целью работы является выявление способов снижения износа цилиндрических зубчатых передач редукторов.

Для нормальной работы зубчатых колес, цилиндрической зубчатой передачи редуктора, должны быть соблюдены два основных условия: 1) линия касания зубьев должна находиться на начальной окружности обоих колес; 2) переход от одного зуба к другому должен быть плавным, без толчков и рывков. Первое требование достигается точностью изготовления и сборки шестерен. Если они изготовлены точно по чертежам и межцентровое расстояние выдержано точно, то достаточно эти шестерни правильно собрать, чтобы получить между ними удовлетворительное зацепление. Для выполнения второго требования необходимо, чтобы толщина зубьев и зазор между сцепляющимися зубьями были одинаковыми для всех зубьев обоих цилиндрических шестерен [2]. Однако на практике при сборке обеспечить указанные требования не всегда удается из-за отклонений, которые получаются при изготовлении или восстановлении деталей. Поэтому при сборке приходится подбирать шестерни и осуществлять контроль зазора между их зубьями. Зазор между зубьями имеет большое значение для правильной работы зубчатых колес. Нормальный боковой зазор между зубьями шестеренчатых передач выбирается по техническим условиям на сборку 0,06–0,1 модуля. Радиальный зазор должен быть не менее 0,16–0,20 модуля.

Цилиндрические эвольвентные передачи весьма чувствительны к таким 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

$$\sigma_F = 2TY_E \cdot Y_{\text{эвс}} \cdot K_F / (m^3 z),$$

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

Коэффициент нагрузки можно представить в виде стандартной формулы

$$K_F = K_A K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{F\beta},$$

где K_A и $K_{F\beta}$ – 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.

Одной из причин снижения несущей способности зубчатых передач является возникновение вибраций, возбуждаемых переменной жесткостью зацепления и скачкообразным нагружением зубьев. Данные факторы не определяются только погрешностями и поэтому их нельзя устранить повышением точности изготовления и монтажа. Однако их можно устранить с помощью профильной модификации зубьев, называемой фланкированием.

Прогнозирование износа рабочей поверхности зубчатых колес особенно важно в целях испытания спроектированной детали и, при необходимости, корректирования его параметров до этапа производства. Благодаря современным САПР возможно испытание зубчатых колес и передач на трение и износ. 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 -й точке профиля с достаточной степенью точности можно выразить уравнением:

$$\Delta H_i = I_i \Delta n_i,$$

где I_i – интенсивность изнашивания:

$$I_i' = \frac{\partial H}{\partial S} = kq^\alpha,$$

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. Износ эквивалентен перемещению точки по нормали к поверхности трения и, при известных координатах достаточно большого (m) числа точек, задающих профиль зуба в начале шага изнашивания $\{x_i, y_i\}_{i=1}^{i=m}$ их координаты $\{x_i^h, y_i^h\}_{i=1}^{i=m}$ в конце этого шага равны:

$$x_i^h = x_i + I_i e_{ix} \Delta n; \quad y_i^h = y_i + I_i e_{iy} \Delta n,$$

где e_{ix} , e_{iy} – проекции орта нормали на оси координат.

Повышение технологической точности изготовления зубчатых колес на промежуточных операциях практически не влияет на ресурс работы, так как после термообработки выполняется окончательная обработка, целью которой является главным образом обеспечение повышения качества рабочих поверхностей колес. Таким образом, отделочные операции технологического процесса наряду с термообработкой оказывают существенное влияние на изнашивание в процессе эксплуатации по рабочим поверхностям. В результате можно рекомендовать для повышения срока службы редукторов обеспечить на всех этапах – от проектирования до сборки – выполнение предварительных расчетов по указанным моделям и использовать наилучшую достижимую частоту рабочих зубьев и модификацию зубчатого венца в продольном и поперечном направлениях.

Литература

1. Эффективные контактные напряжения на поверхностях прямых бочкообразных зубьев эвольвентных зубчатых колес / В. И. Короткин [и др.] // Вестн. машиностроения. – 2011. – № 8. – С. 3–8.
- 2/ Попов, В. А. Модифицированная цилиндрическая эвольвентная косозубая передача внешнего зацепления с повышенными эксплуатационными свойствами / В. А. Попов // Вестн. машиностроения. – 2011. – № 6. – С. 37–40.