

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПРЯМОЗУБЫХ ИЗНОШЕННЫХ ПЕРЕДАЧ

И. Г. ВОЛКОВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Экспериментальным исследованиям динамических нагрузок изношенных прямозубых передач посвящен ряд работ, например [1; 2]. Но в полной мере использовать накопленный опыт в данной области исследований в наших экспериментах не представлялось возможным. При исследовании динамических процессов изношенных передач возникает ряд проблем, обусловленных изменениями геометрии профиля зуба в процессе износа и тем обстоятельством, что на протяжении опыта (до определенной степени износа колес) необходимо произвести ряд замеров важнейших параметров без разборки редуктора. Специфические условия опыта потребовали разработки обязательных положений методики исследования, которые вкратце сводятся к следующему: опыт проводится без разборки редуктора; измерение динамических усилий производится при постоянном моменте нагружения передачи и окружной скорости зацепления; при каждом измерении производится тарировка датчиков; поглотитель мощности стенда создает равномерную нагрузку на редукторе; на протяжении опыта сохраняются одинаковые условия смазки.

Опыт проводился на стенде, описание которого дано [3]. Вкратце упомянем, что стенд работал по разомкнутой схеме; в качестве поглотителя мощности использовался генератор постоянного тока, работающий на проволочный нагрузочный реостат.

Измерительная схема и монтаж датчиков.

В основу измерения динамических нагрузок в функции износа был положен метод тензометрии.

Измерительная схема рис. 1 последовательно включала: выносной мост из проволочных тензодатчиков, наклеенных на торцах зуба; токосъемное устройство; тензостанцию типа УТЧ-1; шлейфовый осциллограф Н-102.

Были использованы проволочные тензодатчики с базой 5 мм, омическим сопротивлением $R = 100 \text{ ом}$. Датчики компактно размещались на торцах зубьев ведомого колеса по два с каждой стороны, вблизи гаптелей, под углом 10° к радиальной оси симметрии зуба. Чтобы предохранить датчики от разрушения при износе, верхняя часть их опускалась примерно на 1 мм ниже изнашиваемой части зуба. Все датчики были рабочими, что обеспечивало высокую чувствительность моста при полной температурной компенсации. Особое значение придавалось влагозащите датчиков в условиях длительной работы в масляной среде. Нами успеш-

но использовалось влагозащитное покрытие из эпоксидной смолы с добавкой затвердителя 10% и пластификатора 15%.

Датчики приклеивались БФ-2 с обязательной полимеризацией после просушки на воздухе. Ползучесть датчиков после полимеризации цементного слоя практически отсутствовала.

Токоъемное устройство щеточного типа с серебряными кольцами $\varnothing 8$ мм и щетками из платиноиридиевого сплава показало надежную работу с пренебрежительно малыми искажениями сигнала, вносимыми переходными сопротивлениями подвижных контактов.

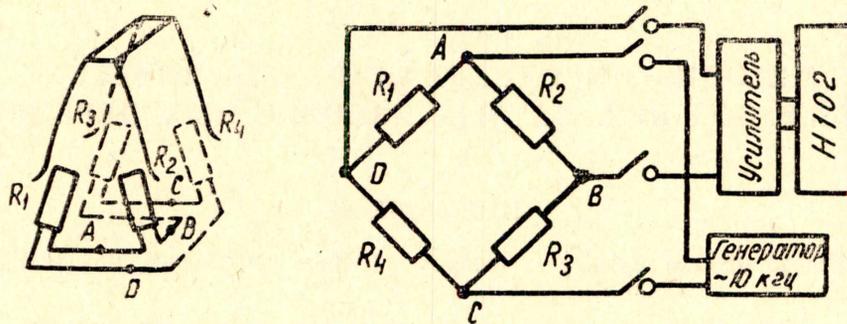


Рис. 1. Схема монтажа тензодатчиков и блок-схема измерения

При каждом измерении на пленку осциллографа записывались: величина усилия на исследуемом зубе в процессе зацепления, отметки оборотов (они же служили отметками начала зацепления), отметки времени с частотой 500 гц. Для измерения величины износа с исследуемых зубьев колес формировались слепки.

Перед записью процесса на пленку и после нее производился обязательный контроль чувствительности тензометра по имеющемуся в приборе калибровочному сигналу электротарировки.

Тарировка

При износе геометрия профиля зуба непрерывно изменяется. Хотя при этом наблюдается некоторая закономерность, проявляемая в образовании характерных трех зон износа, для каждой стадии износа или

вида разрушения от износа профиль приобретает неповторимую конфигурацию, то есть, изношенные колеса не взаимозаменяемые. Отсюда вытекают особые условия для тарировки датчиков: тарирование в самом испытуемом редукторе без его разборки при каждом измерении. Очевидно, при тарировке датчиков нельзя исключить двухпарное зацепление, как обычно делается за счет среза зубьев колес, смежных с исследуемым [1]. Поэтому для двухпарной зоны тарировка производилась, как правило, после записи усилий и выборочно для контроля перед измерением. На пленку записывались тарировочные сигналы для 18—15 точек на длине зацепления, которые размечались на градусной шкале. По этой же шкале наблюдался угол поворота колес при зацеплении исследуемой пары зубьев.

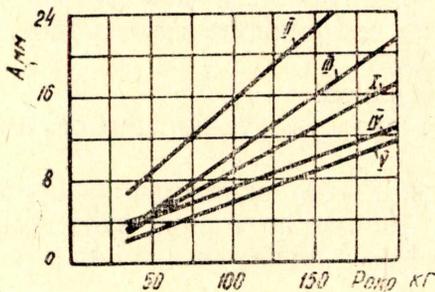


Рис. 2. Тарировочный график: I — начало зацепления; II — начало однопарного зацепления; III — конец однопарного зацепления; IV — начало 2 зоны двухпарного; V — конец зацепления

Статистический тарировочный момент создавался с помощью грузов и тарировочного рычага, укрепленного на ведущем валу. Ведомый вал стопорился специальным устройством с винтовой подачей, позволяющей осуществлять поворот колес в пределах дуги зацепления. При тарировке легко улавливались характерные точки пересопряжений, кривые нагрузки для них строились на тарировочном графике рис. 2.

Измерение износа

Величина износа измерялась методом слепков, снимаемых с исследуемых зубьев. Выбор материала для слепков диктуется двумя основными требованиями: минимальная усадка, удобство работы. Для приготовления слепков нами была использована специальная мастика, основной компонент которой гуттаперча бересклета. Коэффициент усадки мастики 1,05. При комнатной температуре это упругая, эластичная масса. При подогреве до 60°C становится пластичной. Качественные слепки получаются при нагреве колеса до 50°C. Формируясь во впадине между зубьями, слепок с высокой точностью копирует не только форму профиля зуба, но и отпечатывает состояние поверхности износа. На слепке ясно обнаруживаются характерные зоны износа с микроскопическими неровностями.

Профили слепков проектировались на экране проектора с увеличением в 20 раз и обводились острозаточенным карандашом. Затем измерялись площади износа интегралом Коради с последующим перерасчетом на объемный и весовой износ.

Удобнее оперировать не абсолютной величиной износа U , а относительным износом ΔU , который может быть принят равным

$$\Delta U = \frac{U}{m \cdot b}, \frac{\text{мгр}}{\text{мм}^2},$$

здесь m и b — соответственно модуль и ширина венца колеса в мм.

Точность измерения износа в основном определялась точностью измерения изношенных площадей. Интегратор Коради оценивал площадь с точностью до 1%. Того же порядка допускалась неточность при обводке профилей.

Принимая во внимание увеличение профилей в 20 раз и, следовательно, площадей в 400 раз, ошибка в 2% должна быть уменьшена в 400 раз, т. е. составить в итоге $\frac{1}{200}$ %.

Чтобы исключить влияние разномасштабности при различных настройках проектора, все профили одного опыта снимались с одной настройки. Если сформировать слепок с нового, неизношенного колеса и сравнить его с последующими, то влияние усадки автоматически будет учтено. Можно отметить, что описанный способ измерения износа не уступает и даже превосходит по точности метод прямого измерения его на аналитических весах. В то же время он обладает неоспоримым преимуществом, поскольку исключает разборку редуктора и запечатлевает состояние износа зуба на сколь угодно продолжительный период.

Обработка осциллограмм

На осциллограммах измерялась максимальная амплитуда нагрузки, которая соответствовала полному усилию на зуб в начале однопарного зацепления. По масштабу тарировочного графика определялась величина этого усилия, выраженная через окружное усилие зацепления.

Динамическая составляющая усилия определялась как разность полного окружного усилия P и статической составляющей этого усилия P_c .

$$P_d = P - P_c.$$

Значения коэффициента динамичности K_d подсчитывались по зависимости

$$K_d = 1 + \frac{P_d}{P_c}.$$

Кроме динамических параметров зацепления, на осциллограммах по отметкам времени определялась частота колебаний нагрузки.

Выводы

Разработанная методика исследования влияния износа на динамические нагрузки полностью отвечает поставленным задачам исследования. Апробированная продолжительными опытами, она показала надежность и устойчивость измерения износа и динамических нагрузок. Может быть рекомендована для лабораторных исследований динамики изношенного прямозубного зацепления.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. И. Петрусеви́ч, М. Д. Генкин, В. К. Гринкеви́ч. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямозубыми колесами. АН СССР. 1956.
 2. В. Г. Пестов. Экспериментальное исследование динамических нагрузок на зубьях цилиндрических прямозубых колес. Заводская лаборатория, № 1. 1958.
 3. И. Г. Волков. Стенд для испытания плавности передачи при износе зубчатых колес. Изв. ТПИ, т. 148. 1967.
-