

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ПЛАВНОСТИ ПЕРЕДАЧИ ПРИ ИЗНОСЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

И. Г. ВОЛКОВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

При износе зубчатых колес геометрия профиля зуба существенно изменяется, ошибки изготовления, возбуждающие угловые колебания колес, уменьшаются. В то же время коэффициент перекрытия по мере износа сокращается [2]. Вследствие этого качество работы передачи в процессе износа зубьев не будет стабильным.

Существует довольно устойчивое мнение, что при износе колес неравномерность вращения колес возрастает, однако прямых исследований о влиянии износа на кинематику зубчатых передач, по-видимому, не производилось, поскольку в немногочисленных работах в этой области описаны исследования плавности зубчатых зацеплений с неизношенными профилями зубцов.

Предварительный анализ косвенных факторов износа [1] и, в частности, износа зубчатых эвольвентных колес [2] показывает, что заметного ухудшения плавности работы передач до известной степени износа не ожидается.

Для прямых экспериментальных измерений избыточных угловых перемещений ведомого звена передачи по мере износа колес автором статьи был создан стенд, описание которого приводится ниже.

Основной особенностью стенда является то, что на нем оценка степени плавности исследуемой передачи производится под нагрузкой и при рабочих скоростях. Кинематическая схема стенда изображена на рис. 1.

Приводной двигатель 1 с укрепленным в подвижных опорах статором соединен карданным валом 2 с ведущим валом редуктора 3. В качестве тормозного устройства использован генератор постоянного тока 6 с нагрузочным реостатом 7. Генератор связан с ведомым валом редуктора повышающей двухступенчатой клиноременной передачей 5.

Датчик угловых перемещений 9 ведомого колеса торсионграфического типа с тензочувствительным элементом. Роль тензочувствительного элемента выполняет плоская пружина, жестко связанная одним концом с ободом маховика, другим — с валом. Эта же пружина «ведет» маховик, свободно сидящий на ведомом валу редуктора. Маховик датчика при достижении средней угловой скорости будет вращаться практически равномерно. Кинематические возмущения, возникающие при зацеплении колес, генерируют колебания вала и жестко связанной с ним плоской пружины. На пружине наклеены проволочные тензодатчики, которые преобразуют механические колебания пружины в соответствующие электрические сигналы.

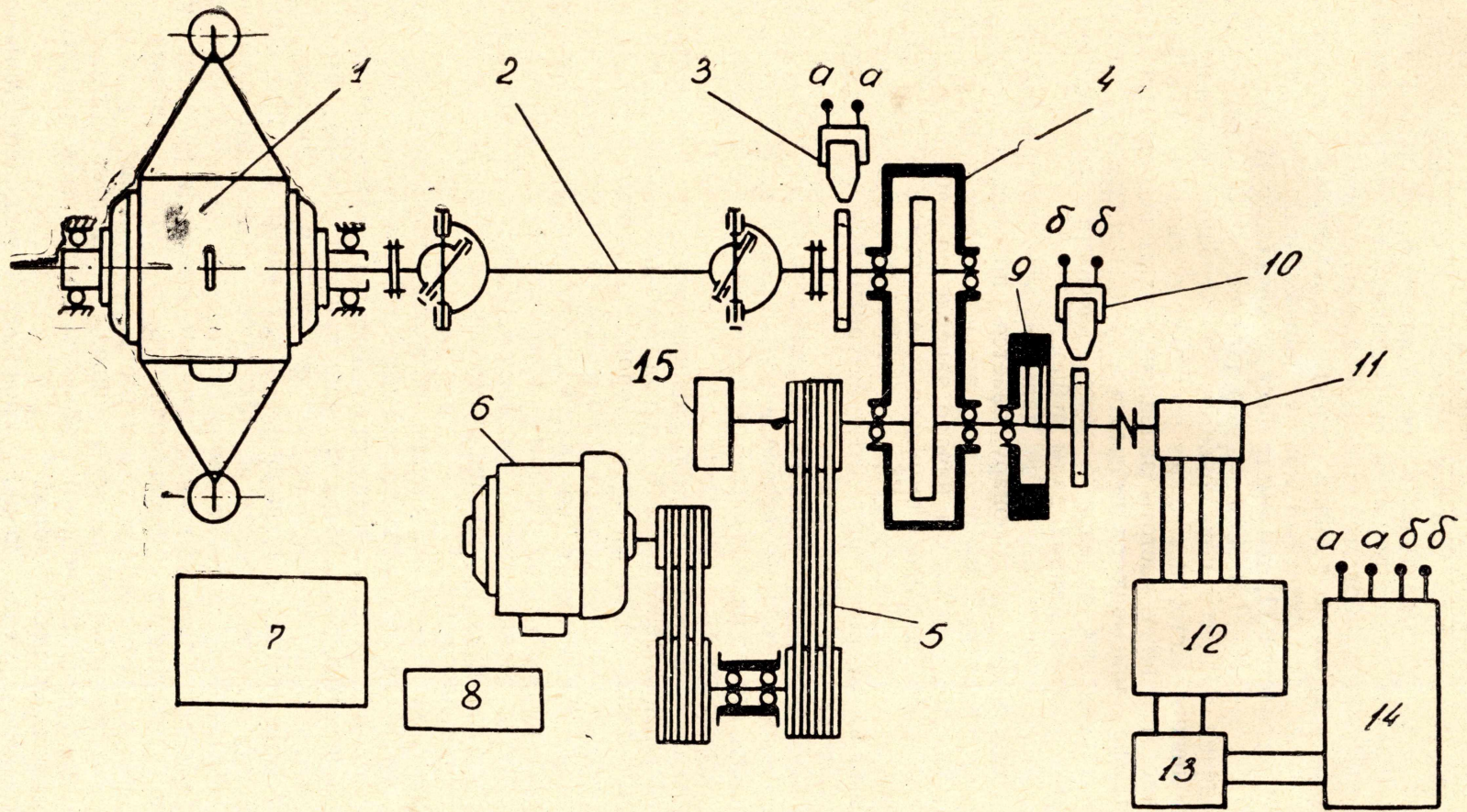


Рис. 1. Кинематическая схема стенда. 1 — приводной двигатель, 2 — карданный вал, 3 и 10 — индукционные импульсные датчики, 4 — испытуемый редуктор, 5 — клиноременная передача, 6 — генератор постоянного тока, 7 — нагрузочный реостат, 8 — реостат возбуждения, 9 — датчик угловых колебаний колеса, 11 — токосъемное устройство, 12 — усилитель, 13 — фильтр верхних частот, 14 — осциллограф, 15 — счетчик оборотов (циклов нагрузений).

Параметры системы маховичок — пружина подобраны таким образом, чтобы их собственная частота, записанная на пленку осциллографа, оказалась много ниже ожидаемых рабочих частот угловых колебаний зубчатого колеса. Это даст возможность производить записи исследуемого процесса практически без искажений. В то же время тщательная заделка концов пружины обеспечивала высокую жесткость соединения пружины с ободом маховика и валом колеса.

Измерительная схема датчика угловых перемещений последовательно включает: измерительный мост из проволочных тензодатчиков, токосъемное устройство 11, тензометрическую установку 12 типа УТ-4, фильтр верхних частот 13 и осциллограф 14 типа Н102. Для визуального наблюдения процесса подключается электронный осциллограф.

Фильтр низких частот исключает все другие сигналы колебания системы с частотой ниже частоты зацепления пары зубьев. При этом на осциллографе записываются избыточные угловые перемещения ведомого колеса передачи, вызванные кинематическими возмущениями при зацеплении каждой данной пары зубцов.

Начало зацепления исследуемой пары зубьев при передаточном отношении, равном единице, обнаруживается по всплеску кривой импульсного датчика 10. При любых других значениях передаточного отношения зубчатого зацепления начало зацепления наблюдается при одновременных выбросах лучей импульсных датчиков 3 и 10. Эти же датчики служили отметчиками оборотов колес. Используя отметки времени и отметки оборотов, подсчитывали среднюю угловую скорость подвижных звеньев редуктора.

По условиям эксперимента все прочие факторы, кроме износа, влияющие на плавность передачи, оставались неизменными. На протяжении всего опыта (до полного износа колес) на испытуемом редукторе поддерживалась постоянная нагрузка.

Регулировкой сопротивлений нагрузочного реостата 7 и реостата обмотки возбуждения генератора 8 приводному двигателю задавался определенный режим работы, при котором реактивный момент на статоре уравнивался статическим моментом на нагрузочном рычаге статора двигателя. Момент на нагрузочном рычаге создавался протарированными гирями, по которым количественно оценивалась величина момента, развиваемого двигателем. На случай внезапных перегрузок от случайных причин предусмотрена система автоматического отключения двигателя.

Конструктивная компоновка стенда, параметры привода и системы поглощения мощности обеспечивают равномерное вращение ведущего вала редуктора. В частности, мощность двигателя назначена выше максимальной потребной мощности привода при износе колес, что создавало благоприятный тепловой режим двигателя при длительной и постоянной работе стенда. Двухшарнирный карданный вал 2 компенсирует колебания угловой скорости, возникающие в результате возможной монтажной несоосности валов двигателя и редуктора. Кроме того, при такой связи ротор двигателя является маховиком для редуктора и, следовательно, сглаживает неравномерность вращения ведущего вала редуктора в установившемся режиме работы стенда в целом.

Параметры динамической системы привод — редуктор исключали возможность появления резонансных режимов работы для принятого диапазона рабочих скоростей колес.

На описываемом стенде можно проводить экспериментальные исследования динамических нагрузок на зубьях колес по мере их износа. При достаточном количестве коллекторных колец на токосъеме запись динамических усилий проводится параллельно с записью избыточных угловых перемещений ведомого колеса.

В заключение следует отметить, что при создании стенда нами был принят за основу предложенный проф. Скуридиным М. А. метод однопрофильного испытания зубчатых передач при рабочих скоростях и нагрузках с использованием торсионграфического датчика вибраций для измерения избыточных угловых перемещений зубчатых колес [3].

ЛИТЕРАТУРА

1. А. С. Проников. Износ и долговечность станков. Машгиз, 1957.
 2. Ю. С. Семенов. Исследование износа зубчатых колес редукторов горных электросверл. Труды конференции по вопросам расчета, конструирования и исследования зубчатых передач и передач гибкой связью. Т. III. Изд. Одесского политехнического института, 1957.
 3. М. А. Скуридин, Л. А. Кудрявцев. Метод комплексного однопрофильного испытания зубчатых колес при рабочих нагрузках и скоростях. Измерительная техника, № 7, 1961.
-