

А.Ф.КИРИЧЕНКО, д.т.н., проф., **А.В.ФЕДЧЕНКО**, к.т.н., НТУ
«ХПИ»

СТЕНДЫ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПОДАТЛИВОСТИ ЗУБЬЕВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

In article the description of a design of two stands intended for an experimental research of an elastic pliability tooth of cylindrical gears, submitted by the various simplified analogues and real models from an organic glass is given.

Под воздействием нагрузки в зацеплении зубья испытывают изгибные, сдвиговые и контактные деформации. Наиболее сложный закон деформированного состояния, практически не поддающийся строгому математическому моделированию, возникает при многопарном зацеплении и при наличии различных погрешностей изготовления и монтажа передачи. Податливость зацепления, определяемая деформацией зубьев, в зависимости от параметров передачи и фазы зацепления, по-разному влияет на распределение нагрузки, как по контактными площадкам, так и между одновременно находящимися в зацеплении зубьями. Кроме этого, переменная по фазе зацепления податливость является одним из опасных возбудителей колебаний зубчатой передачи.

Для экспериментального исследования характера и величины податливости зубьев цилиндрических зубчатых колес, а также для определения конфигурации и величин пятен контакта, циклограмм зацепления и влияния погрешностей монтажа на выше упомянутые параметры был создан специальный стенд (рис.1), работающий по принципу замкнутого контура [1].

Рама стенда 9 выполнена в виде сварной конструкции коробчатого сечения из швеллера №14. На каркас рамы сверху приварен настильный лист 13, толщина которого 10 мм. В местах под буксовыми узлами 19 приварены

ребра жесткости 14, толщина которых 15 мм. Настильный лист с ребрами жесткости обеспечили высокую жесткость конструкции. После сварки вся рама подвергнута полному отжигу для снятия сварочных напряжений и предотвращения ее от коробления в процессе эксплуатации. Затем рама подвергнута механической обработке по плоскостям А и В с одной установки каждая.

На раме стенда установлены четыре подшипниковые узла (буксы) 19, на которые опираются валы 3 и 4 испытуемых моделей 1 и 2 и валы замыкающих зубчатых колес 5 и 6. Буксы подшипниковых узлов профрезерованы и расточены в собранном виде и совместно по местам посадок.

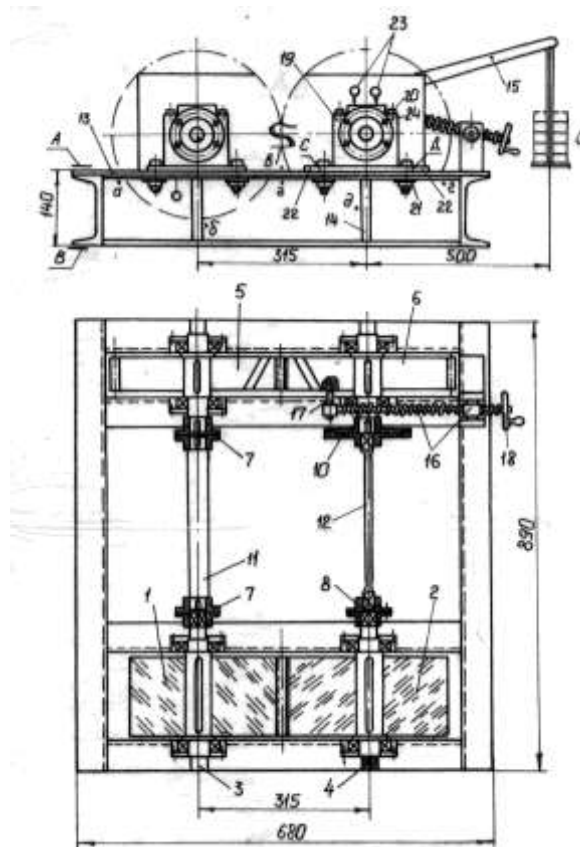


Рис. 1

Испытуемая пара с замыкающей связана соединительным валом 11 и торсионным 12. Торсионный вал имеет крутильную жесткость на два порядка меньше замыкающего. Один конец торсионного вала с помощью муфты 8 постоянно закреплен с концом вала 4 испытуемой модели, а другой

связан со специальной муфтой 10, которая позволяет размыкать контур. С помощью рычага 15 и грузов Q модели нагружаются крутящим моментом соответствующей величины в конкретном эксперименте. После этого полумуфты 10 затягиваются болтами, а грузы и рычаг снимаются, что соответствует подготовке стенда к проведению испытаний. Изменение крутящего момента по фазе зацепления контролируется в процессе всего эксперимента тензорезисторами, наклеенными на торсионном валу.

Поскольку в эвольвентном прямозубом зацеплении нагрузка по зубу перемещается только по его высоте, в зацеплении Новикова только по его длине, а в косозубом эвольвентном зацеплении и по длине, и по высоте, была разработана принципиальная схема измерения деформации зубьев единая для всех видов зацепления (рис.2). В качестве чувствительных элементов использованы консольно заделанные в тело экспериментальной модели балочки 3 и 6. У корня балочек с двух сторон наклеены тензорезисторы (а,б) и (в,г), соединенные в полумосты. Под нагрузкой P зуб приобретает некоторое деформированное состояние, изображенное на рис.2 штрих-пунктирной линией. Тогда упоры, ввинченные в балочки с небольшим натягом в зуб и законтренные с двух сторон, получают осевые перемещения на величину соответственно $AA' = \delta_1$ и $BB' = \delta_2$, а тензорезисторы реагируют на эти перемещения.

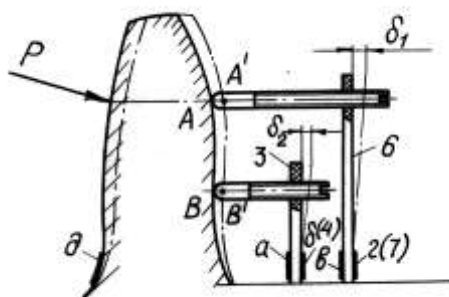


Рис. 2

Положение точек A и B выбирается таким образом, чтобы для зацепления Новикова они лежали на контактных линиях, а для эвольвентного зацепления

точка А – ближе к головке зуба, точка В – в районе полюса. Такой метод позволяет определить изгибно-сдвиговую податливость зуба отдельно от контактной. Тарировка показаний тензорезисторов на упругих элементах осуществляется с помощью введения калиброванного щупа между поверхностью зуба и упором. Поскольку в косозубом эвольвентном зацеплении и в зацеплении Новикова пятно контакта перемещается вдоль зуба, то по его длине равномерно были расположены по девять балочек (месдоз), контактирующих через упоры с головкой зуба и по девять месдоз, контактирующих с ножкой зуба (рис.3). Учитывая то, что

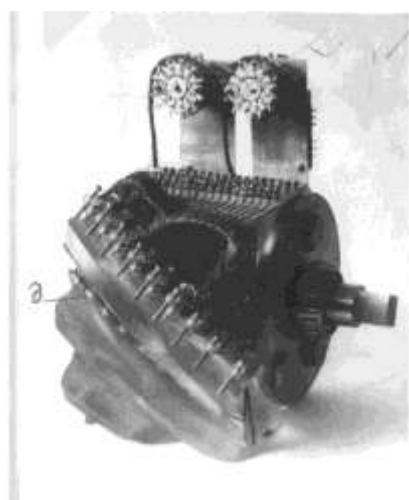


Рис. 3

измерение деформации последующих зубьев с помощью описанного выше метода осуществить невозможно, во впадинах между первым и вторым зубом и между вторым и третьим с помощью «маски» были наклеены тензорезисторы δ (рис.2,3) строго в тех же сечениях, где расположены месдозы. Это позволило установить однозначную связь между показаниями тензорезисторов на месдозах и во впадине первого зуба, а, следовательно, установить и деформацию второго зуба.

Принимая во внимание вышеизложенные соображения, была разработана и осуществлена коммутационная электросхема измерений (рис.4), где введены следующие обозначения:

A_{1-9} – выводы тензорезисторов 1-го зуба;

K_{1-9} – выводы тензорезисторов 2-го зуба;

A – общие выводы тензорезисторов на галтели 1-го зуба;

K – общие выводы тензорезисторов на галтели 2-го зуба;

$B_{1-9}, V_{1-9}, \Gamma_{1-9}$ – выводы тензорезисторов малых балок;

$M_{1-9}, H_{1-9}, L_{1-9}$ – выводы тензорезисторов больших балок;

B, V, Γ – общие выводы тензорезисторов малых балок на галетах переключателя;

M, H, L – общие выводы тензорезисторов больших балок на галетах переключателя;

В настоящей работе использованы переключатели типа 11П4Н, переходные контакты которых выполнены из благородного металла и имеют сопротивление менее 0,001 Ом.

Устанавливая ручку первого переключателя (галеты A, B, V, Γ) и второго переключателя (галеты K, L, M, H) в положения 1,2..9 последовательно, производится запись показаний по большим и малым балочкам, а также по 1-му и 2-му зубьям при пересопряжении трех пар зубьев. Пример такой записи представлен на рис.5 для передачи Новикова ДЛЗ с углом наклона 40° , модулем зацепления в нормальном сечении 16 мм, числами зубьев $z_1=z_2=15$, исходный контур «Урал-2Н». Для представленного случая переключатели установлены в положение 1, соответствующее расположению малой и большой месдоз у острого торца зуба. Кривая 1 представляет собой изменение крутящего момента, кривая 2 – показание тензорезистора, наклеенного во впадине между вторым и третьим зубом, кривая 3 – показание тензорезистора, наклеенного во впадине между первым и вторым зубом, кривая 4 – упругое перемещение зуба по контактной линии на головке, кривая 5 – упругое перемещение зуба по контактной линии на ножке, кривая 6 – отметчик фазы зацепления.

Поскольку экспериментальные зубчатые модели (рис.3) были выполнены из оргстекла, то удалось получить повышенные деформации зубьев при сравнительно небольших нагрузках и использовать его прозрачные свойства при изучении пятен контакта. В результате покрытия

поверхности зубьев опытных моделей трансформаторным маслом достаточно четко вырисовывались пятна контакта под нагрузкой, что позволило визуально отслеживать их перемещение и изменение их геометрии и величины в зависимости от местоположения по фазе зацепления и от уровня нагрузки.

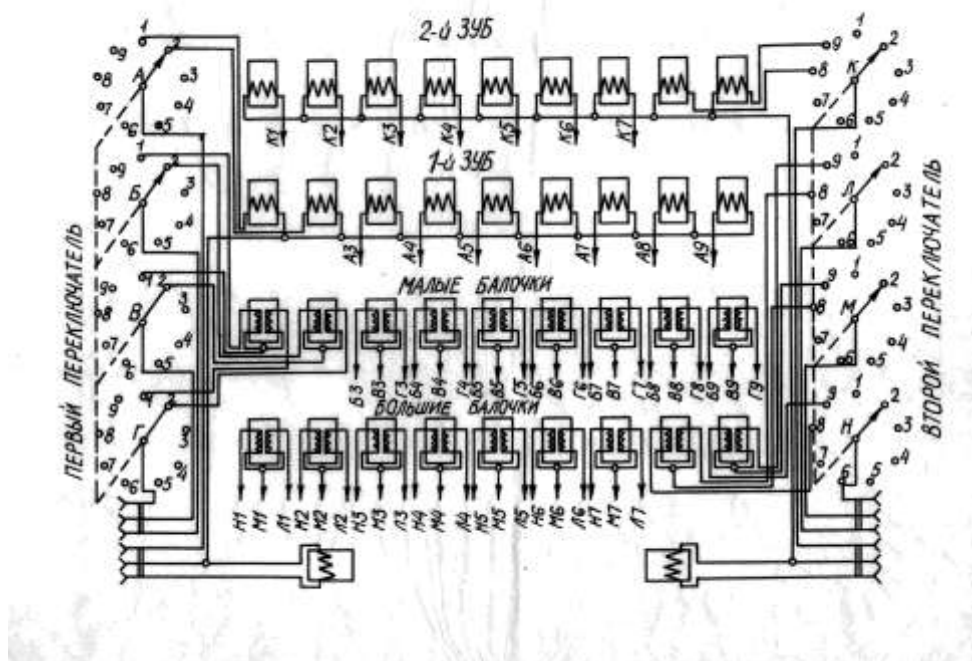


Рис. 4

Для снятия циклограмм (рис.7) процесса зацепления, наблюдаемого через прозрачные зубья, на торце вала 4 укреплен стрелка, а на корпусе подшипникового узла установлен сектор со шкалой, имеющей цену деления 1° (рис.5).

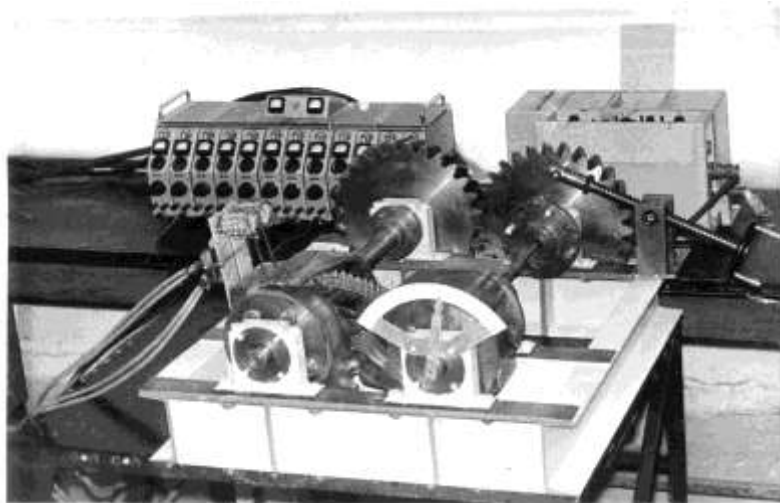


Рис. 5

Вращение моделей в процессе эксперимента для изменения фазы зацепления применено приспособление в виде винтовой пары 16. Один конец винта шарнирно соединен со штифтом 17, запрессованным в тело

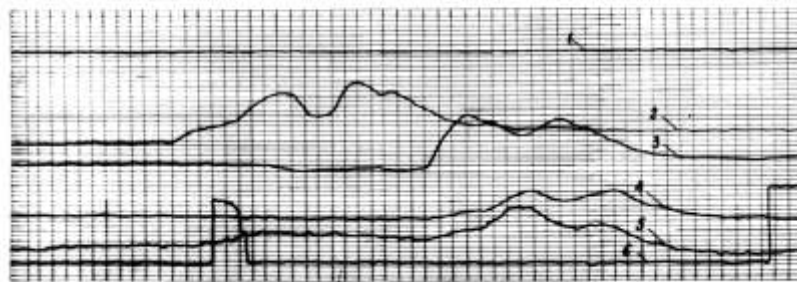


Рис. 6

зубчатого колеса 6, а на другом его конце насажен маховик 18, вращением которого достигается плавный поворот моделей под нагрузкой.

По торцам *C* и *D* правая букса имеет специальные упоры, закрепленные на раме стенда (рис.1). С помощью этих упоров букса может быть смещена на небольшую величину в горизонтальном направлении, что

позволяет преднамеренно вводить непараллельность осей испытуемых моделей. Перекос осей устанавливается с помощью калиброванных прокладок, устанавливаемых под основание буксы. Его величина дополнительно контролируется индикаторами 23.

В качестве измерительной аппаратуры использованы усилитель УТС1-ВТ12/35 и осциллограф К-115.

Описанная конструкция стенда позволяет проводить исследования податливости реальных зубьев с реальным законом нагружения и пересопряжения как без погрешностей, так и с преднамеренно введенными погрешностями. Однако не исключаются исследования податливости упрощенных моделей зубьев, результаты которых могут служить для апробации упрощенных методик расчета и тестовых задач классической теории упругости применительно к расчету зубьев зубчатых колес [2]. Такой подход позволяет последовательно исключать или вводить только определенные параметры, а также различный закон нагружения и, таким образом, отслеживать их влияние на податливость зубьев. Для проведения таких испытаний был сконструирован и изготовлен специальный стенд (рис.7). на раме 2 смонтированы две буксы 10, на которые опирается вал 8, несущий на себе специальную поворотную вилку 7. в зеве этой вилки крепится испытуемая модель 6, выполненная из оргстекла. Надежное ее крепление осуществляется с помощью натяга клина 13 болтом 23. на верхней плоскости вилки в пяти местах установлены шпильки 29, на которых с помощью барашковых гаек крепятся планки 16, несущие на себе фасонные рычаги 5. на этих рычагах крепится последовательно микронный индикатор 32, с помощью которого осуществляется измерение величины деформации модели.

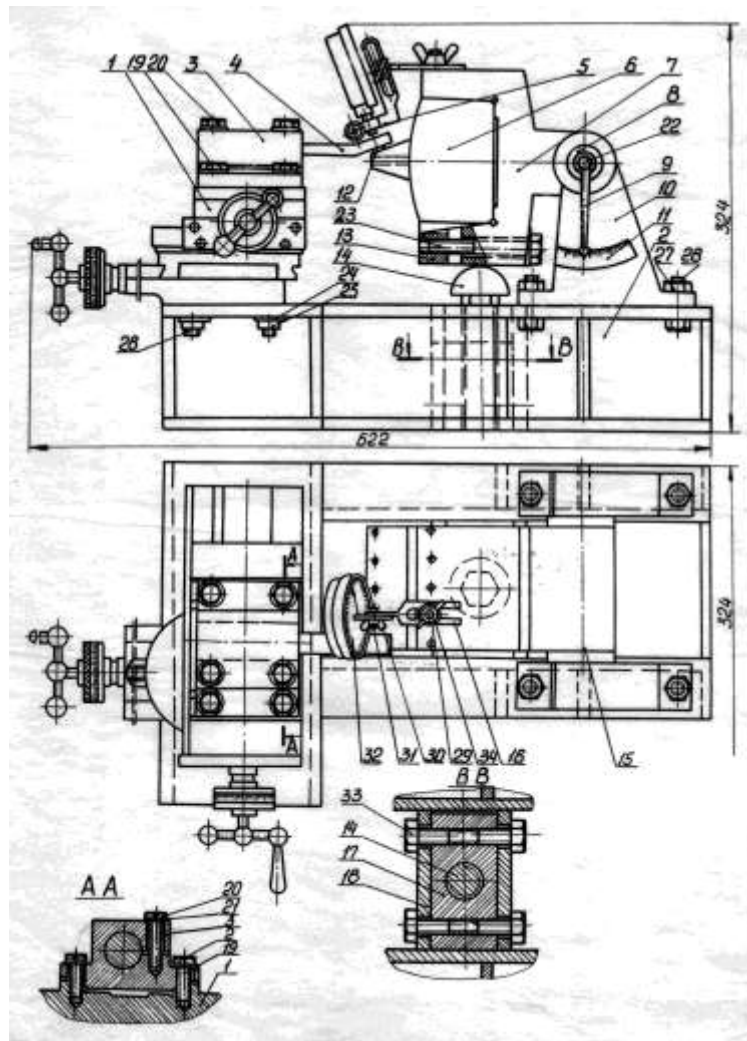


Рис. 7

Нагружение модели производится грибовой опорой 14, которая на резьбе посажена в специальный сухарь 17. Ввинчиванием или вывинчиванием опоры 17 осуществляется поворот вилки 7 на определенный угол. Поскольку этому повороту препятствует рычаг 4, смонтированный на каретке от настольного токарного станка, то зубообразный выступ модели оказывается в нагруженном состоянии. Нагрузка от рычага 4 на выступ модели передается через специальный штамп, имитирующий площадь контакта определенной конфигурации и размеров. Головка этого штампа выполнена в виде полусферы с целью исключения концентрации нагрузки по пятну контакта при его возможных перекосах от неточного контактирования с рычагом. Величина нагрузки, возникающей при таком нагружении модели, определяется и одновременно контролируется с помощью двух

тензорезисторов, наклеенных у основания рычага 4 со стороны сжатия и растяжения, которые соединены в полумостовую схему. Тарировка этого полумоста осуществляется в единицах нагрузки на специальном приспособлении.

Нагружение модели предусмотрено в пяти точках как одновременно, так и отдельно в каждой. Поэтому для перехода от одной точки контакта к другой, а также для выполнения различных операций при настройке, каретка стенда перемещается в двух взаимно перпендикулярных направлениях вращением маховиков ходовых винтов.

В случае испытания косозубых моделей рычаг 4 можно повернуть на нужный угол вокруг своей оси (разрез А-А). Кроме этого, с помощью стрелки 9 и шкалы 11 можно настраивать вилку 7 в нужное положение.

Описанные стенды прошли апробацию в широком диапазоне изменения параметров, экспериментально исследованы величины и конфигурация пятен контакта зубьев в реальном зацеплении при точном зацеплении, а также с преднамеренно внесенными погрешностями монтажа. Одновременно были проведены тестовые эксперименты деформированного состояния упрощенных моделей. Проведенный объем работы позволяет создать совершенную новую современную методику экспериментальных исследований податливости зубчатых зацеплений как в лабораторных, так и в промышленных условиях.

Список литературы: 1.Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи.: Машгиз, 1960. 2. Кириченко А.Ф. Вариационный метод расчета изгибной податливости зубчатых зацеплений с использованием R-функций. – В сб.: Повышение технического уровня, совершенствование методов расчета и конструирования зубчатых передач, редукторов и их узлов. Харьков: 1974, с.211-215.