

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При выполнении диагностирования электрических транспортных средств применяются как классические, так и специфические методы и средства диагностирования, которые в полной мере могут обеспечить выявление причин неисправностей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Повышение качества технического обслуживания и ремонта автотранспортных средств путем мониторинга технического состояния. Монография. \ А.С. Гурский, Е.Л. Савич. Под общей редакцией Д.Н. Коваля. Бел НИИТ «Транстехника», 2018. – 324 с.

Представлено 25.04.2019

УДК 620.178

ОЦЕНКА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УЗЛОВ ТРЕНИЯ, ВЛИЯЮЩИХ НА КОНЦЕНТРАЦИИ ПРОДУКТОВ ИЗНОСА В МАСЛЕ ESTIMATION OF GEOMETRIC AND KINEMATIC PARAMETERS OF FRICTION KNOTS, INFLUENCING THE CONCENTRATION OF WEAR PRODUCTS IN OIL

Н.Н. Мирзаев, асс., А. Иргашев, д-р. техн. наук, профессор,
Ташкентский государственный технический университет,
г.Ташкент, Узбекистан

N. Mirzayev, Assistant, researcher,
A. Irgashev, Doctor of technical Sciences, Professor,
Tashkent state technical university, Tashkent, Uzbekistan

Аннотация. По результатам исследования можно сделать вывод о том, что в зубчатых передачах с повышением модуля зацепления и уменьшением числа зубьев радиус кривизны и путь скольжения между зубьями (роликовыми аналогами моделирующих зубьев) шестерен увеличиваются, а скорость скольжения снижается уменьшается. Нагрузка, передаваемая зубчатой передачей в роликовых

Секция «ЭКСПЛУАТАЦИЯ, ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ
АВТОМОБИЛЕЙ»

аналогах, определялась в соответствии с формулой Герца для поверхностей контакта, имеющих цилиндрические формы. Ширина контакта образцов выбиралась в соответствии с контактным давлением на междузубья шестерен.

Abstract. According to the results of the study, it can be concluded that in gears with an increase in the engagement module and a decrease in the number of teeth, the radius of curvature and the sliding path between the teeth (roller analogues of the modeling teeth) gears increase and the sliding speed decreases. The load transmitted by the gear in roller analogues, was determined in accordance with the Hertz formula for contact surfaces having cylindrical shapes. The contact width of the samples was chosen in accordance with the contact pressure on the interdental gears.

Ключевые слова: кинематика, износ, масла, трения.

Keywords: kinematics, wear, oils, friction.

ВВЕДЕНИЕ

Из теории зубчатого зацепления известно [1], что сопряженные поверхности зубчатых колес должны иметь общую нормаль, проходящую через полюс зацепления. Для эвольвентных зацеплений общей нормалью служит прямая, касательная к основным окружностям шестерен и любая точка контакта зацепления находится на этой прямой. Эта прямая называется линией зацепления.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Крайние точки рабочего участка линии зацепления K_1 и K_2 находятся на пересечении прямой $B_k B_w$ с окружностями выступов ведущей и ведомой шестерен (рисунок 1).

Угол между линией зацепления и перпендикуляром к линии центров $O_k O_w$, восстановленным в полюсе зацепления P , называется углом зацепления.

В точке контакта P проекции окружных скоростей ведущей и ведомой шестерен на линию зацепления равны между собой.

Проекция окружных скоростей ведущей и ведомой шестерен на общую касательную рабочих поверхностей зубьев, перпендикулярную линии зацепления, не равны. В точке C составляющая скорости ведущей шестерни v_w , направленная по касательной к профилю,

*Секция «ЭКСПЛУАТАЦИЯ, ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ
АВТОМОБИЛЕЙ»*

больше аналогичной составляющей скорости ведомой шестерни v_k . Таким образом, при трении поверхности сопряженных зубьев одновременно катятся и скользят одна относительно другой. Суммарная скорость качения профилей равна сумме тангенциальных составляющих скоростей ведущей и ведомой шестерен.

В эвольвентном зацеплении окружные скорости зубчатых колес одинаковы по обеим, начальным и основным, окружностям.

При постоянной угловой скорости зубчатых колес скорость зацепления v_0 (скорость перемещения вдоль линии зацепления контакта зубьев или точки С) равна окружной скорости по основным окружностям и постоянна вдоль всей линии зацепления.

При перемещении точки контакта вдоль линии зацепления радиусы кривизны обоих профилей непрерывно меняются. При этом радиус кривизны ведущего профиля увеличивается, а радиус кривизны ведомого - уменьшается. Сумма кривизны остается все время постоянной. Из $\Delta O_w C B_w$, $\Delta O_k C B_k$ и $\Delta O_w P B_w$, $\Delta O_k P B_k$ (рисунок 1).

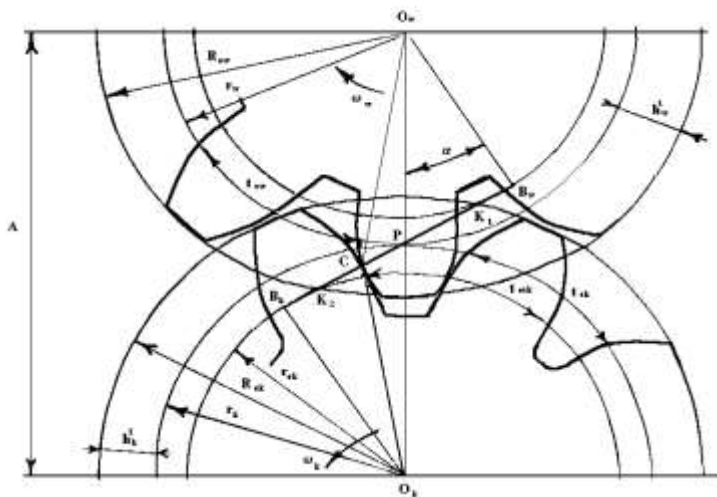


Рисунок 1 – Схема расчета геометрических и кинематических параметров зубчатого зацепления

*Секция «ЭКСПЛУАТАЦИЯ, ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ
АВТОМОБИЛЕЙ»*

Увеличение радиуса кривизны профиля зуба ведущей шестерни и уменьшение радиуса кривизны профиля зуба ведомой шестерни происходит равномерно, по линейному закону, из-за чего скорость ведущей шестерни повышается, а скорость ведомой шестерни снижается.

Изменение скорости скольжения в контакте зубьев вдоль линии зацепления при постоянной угловой скорости зубчатых колес можно получить вычитанием эпюр скоростей перемещения линии контакта по рабочим поверхностям ведущей и ведомой шестерен.

Согласно теории зубчатого зацепления, рабочие поверхности ножек зубьев ведущей и ведомой шестерен являются отстающими, так как они движутся всегда медленнее парных с ними поверхностей головок зубьев второго зубчатого колеса. Рабочие поверхности головок зубьев являются всегда опережающими.

В начале зацепления головка зуба ведущей шестерни скользит по ножке зуба ведомой шестерни вплоть до полюса зацепления. От полюса зацепления головка зуба ведомой шестерни скользит по ножке зуба ведущей шестерни. В связи с этим головка и ножка зубьев в зацеплении значительно больше изнашиваются, чем остальные участки поверхности зубьев.

Знак скольжения по линии зацепления меняется с положительного на отрицательный. Скольжение достигает максимального значения к концу зацепления, проходя через ноль в полюсе зацепления.

Указанные положения, связанные с геометрическими параметрами и кинематикой зубчатой передачи, использовались при моделировании профиля зуба роликовыми аналогами.

Для моделирования профиля зубьев шестерен с помощью роликовых аналогов высоту головки и ножки зубьев ведущей и ведомой шестерен разбили в несколько равных отрезков. Отношение длины каждого отрезка к высоте головки или ножки зубьев назвали коэффициентом расположения зацепления относительно начальных окружностей шестерен (k). Значения этого коэффициента в зависимости от расположения зоны их контакта изменяются от +1 в головке до -1 в ножке зубьев. В соответствии со значениями коэффициента k определяются радиусы кривизны точки контакта зубьев ведущей и ведомой шестерен. Расчетные значения радиусов кривизны в точке контакта зубьев являются также радиусами роликовых аналогов.

Степени проскальзывания зубьев (роликовых аналогов) прямоубых цилиндрических шестерен определены из полученных авторами выражений в зависимости от значения k и z_w при $i = 2$; $\alpha = 20^\circ$. Степень проскальзывания между зубьями (роликовых аналогов моделирующих зубьев) шестерен с повышением значения k увеличивается, так как при зацеплении зуба шестерен между головкой зуба (роликового аналога моделирующего зуба) ведущей и ножкой зуба (роликового аналога моделирующего зуба) ведомой шестерен, радиус кривизны головки зуба ведущей шестерни возрастают ножки зуба ведомой шестерни уменьшаются. Однако при одинаковом значении k степень проскальзывания между головкой зуба (роликового аналога моделирующего зуба) ведущей и ножкой зуба (роликового аналога моделирующего зуба) ведомой шестерен всегда больше, чем степень проскальзывания между ножкой зуба (роликового аналога моделирующего зуба) ведущей и головкой зуба (роликового аналога моделирующего зуба) ведомой шестерен.

Нагрузка, передаваемая зубчатой передачей в роликовых аналогах, определялась в соответствии с формулой Герца для поверхностей контакта, имеющих цилиндрические формы. Ширина контакта образцов выбиралась в соответствии с контактным давлением на междузубья шестерен.

Продолжительность испытания на износостойкость роликовых аналогов шестерен, соответствующего одному сроку замены масла в агрегате, для зубчатых колес и их роликовых аналогов определялась в зависимости от изменения активности абразивных частиц. При активном участии абразивных частиц определялась из равенства концентрации активных абразивных частиц в масле агрегата и в ванночке машины трения, а при пассивном участии абразивных частиц она рассчитывалась из равенства путей трения зубьев шестерен и роликовых аналогов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В итоге можно сделать вывод о том, что в зубчатых передачах с повышением модуля зацепления и уменьшением числа зубьев радиус кривизны и путь скольжения между зубьями (роликовыми аналогами

*Секция «ЭКСПЛУАТАЦИЯ, ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ
АВТОМОБИЛЕЙ»*

моделирующих зубьев) шестерен увеличиваются, а скорость скольжения снижается уменьшается.

Количество масла, заливаемого в ванночку машины трения, соответствующего количеству масла в агрегате, определялось из условия равенства отношений количества масла, заливаемого в ванночку машины трения, к количеству масла в агрегате и продолжительности испытания на износостойкость роликовых аналогов на машине трения к сроку замены масла в агрегате.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хрущов М.М., Беркович Е.С. Точное определение износа деталей машин. Изд АН – М., 1953 – 116 с.
2. Крагельский И.В. Приближенный расчет износа сопряжений // Ж. Вестник машиностроения. 1974. №4. С.36–38.
3. Икрамов У.А., Иргашев А., Махкамов К.Х. Расчетная модель для оценки износостойкости зубчатых передач по концентрациям продуктов износа в масле //Трение и износ. 2003. Том 24. №6. С. 620– 625.

Представлено 17.05.2019