

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ИЗНОСА ЗУБЬЕВ

Ишмуратов Хикмат Кахарович

PhD., доцент, Ташкентский государственный технический университет

Узбекистан, г. Ташкент

x.ishmuratov@mail.ru

Алланазаров Мадрахим Атаназарович,

к.т.н., доцент, Ташкентский государственный аграрный университет

[Абдурахманов Азамат Эркинович](#)

Ст. преп. Ташкентский государственный технический университет

АННОТАЦИЯ. В работе приведен краткий обзор, общие представления об абразивном изнашивании материалов. Разрушение поверхности может происходить в результате однократного взаимодействия абразивной частицы с поверхностью. Более вероятным представляется многократный процесс деформирования поверхности абразивными частицами и усталостного разрушения поверхности.

Ключевые слова: Износ, зацепления, твердых частиц, адгезия, абразивных зерен, циклов нагружений, шестерня, полюсь зацепления, силы трения.

Трение в присутствии абразивных частиц характеризуется нестационарностью контактов твердых частиц с изнашиваемой поверхностью, широким спектром и высокой концентрацией напряжений, физико-химической активацией поверхностей твердых тел. При этом адгезия абразивных частиц минерального происхождения к металлической поверхности незначительна.

Радиус кривизны эвольвенты в пределах рабочего профиля зуба переменен, поэтому и контактные напряжения – переменны.

Рассмотрим методику оценки износа зубьев. В соответствии с законом абразивного изнашивания линейный износ h_0 профиля зуба за один цикл нагружения будет равен [1]

$$h_0 = K_w \sigma_H L', \quad (1)$$

Контактное напряжение по Г.Герцу определяется выражением

$$\sigma_H = \sqrt{w_n / (\pi \rho_{\text{пр}}) / \lambda_E}, \quad (2)$$

Здесь w_n – нормальная нагрузка, приходящаяся на единицу длины контактных линий, равная:

$$w_n = 10^3 K_H T_1 / (b_w r_1 \cos \alpha_w), \quad (3)$$

$r_1 = 0.5 m z_1$ – радиус делительной окружности шестерни, параметр λ_E определяется по формуле [1; С.37]

$$\lambda_E = \sqrt{(1 - \mu_1^2) / E_1 + (1 - \mu_2^2) / E_2}. \quad (4)$$

Здесь $\mu_{1,2}$ и $E_{1,2}$ – соответственно коэффициент Пуассона и модуль упругости материала шестерни и колеса.

В соответствии с приведенными в разделе 1.4 зависимостями запишем путь трения L' точек профиля зубьев, находящихся в контакте. Путь трения рассчитывается как произведение скорости относительного скольжения V_S сопряженных точек профилей на



время трения точек за один цикл зацепления

$$L' = V_S \cdot t_n. \quad (5.)$$

Время $t_{ц}$ определяется отношением ширины контакта $2b_H$ к тангенциальной составляющей V_t скорости перемещения точек

$$t_{ц} = \frac{2b_H}{V_1} \quad (6.)$$

Ширина контактной площадки $2b_H$ определяется так:

$$2b_H = 2,25\lambda_E \sqrt{w_n \rho_{np}}. \quad (7.)$$

Используя закон изнашивания с учетом выражений (1-7), запишем [1]:

$$h_0 = K_w \frac{2,25 V_S}{\sqrt{\pi} V_t} w_n \quad (8.)$$

Обозначив через $\frac{V_S}{V_t} = \eta$, получим:

$$h_0 = 1,269 K_w w_n \cdot \eta \quad (9.)$$

Таким образом, износ зубьев пропорционален нормальной нагрузке w_n и коэффициенту относительного скольжения [1;С.39].

Величина износа зубьев шестерни за N_1 циклов нагружения, соответствующее времени t_h , часов работы будет равна

$$h_1 = h_{01} \cdot 60 n_1 t_h = 76,14 K_{w1} w_n \eta_1 n_1 t_h, \quad (10.)$$

износ зубьев колеса за N_2 циклов

$$h_2 = h_{02} \cdot 60 n_1 t_h / u = 76,14 K_{w1} w_n \eta_1 n_1 t_h / u, \quad (11.)$$

K_{w1} и K_{w2} -определяемые экспериментальным путем [1;С.39].

Выражая коэффициент относительного скольжения в функции радиусов кривизны ρ_1 и ρ_2 сопряженных зубьев шестерни и колеса, получим зависимость для износа [1;С.39, 12; С.41]

$$\begin{cases} h_1 = 76,14 K_{w1} w_n \left| \left(1 - \frac{\rho_{1n}}{\rho_1} \right) \right| n_1 t_h, \\ h_2 = 76,14 K_{w2} w_n \left| \left(1 - \frac{\rho_{2n}}{\rho_2} \right) \right| n_1 t_h / u. \end{cases} \quad (12.)$$

Здесь ρ_{1n} , ρ_{2n} – радиусы кривизны в полюсе. Выражения $\eta_i = (\rho_{ni}/\rho_i)$, $i=1,2$ взяты по модулю, т.к. в полюсе зацепления скорость скольжения V_n изменяет направление, и данные выражения изменяют знак при $\rho_i < \rho_{ni}$.

В соответствии с теорией зацепления зубчатых колес, с эвольвентным профилем в полюсе, отсутствует скольжение зубьев и, следовательно, износ. Этот вывод следует из выражения при $\rho_{ni} = \rho_i$. Некоторые авторы считают, что вследствие искажения при износе эвольвент и возникающего в полюсе проскальзывания, а так же вследствие пластических деформаций, износ имеет место и в полюсе [2].

При недостаточной твердости поверхностей зубьев в полюсной зоне может возникнуть канавка на ведущем и гребешок на ведомом зубчатых колесах. Как показывают эксперименты, формоизменение пластмассовых зубчатых колес при их работе в определенной степени следуют этому принципу (рис. 1) [2].



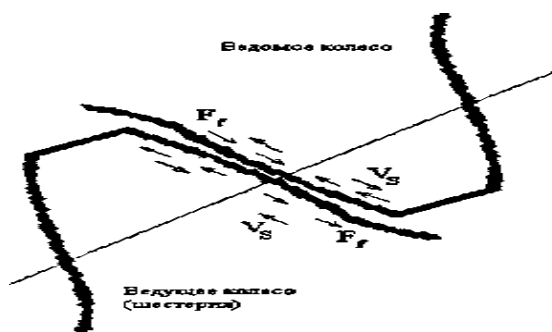


Рис.1. Направление сил трения (F_r) и скоростей скольжения (V_s) сопряженных профилей

Расчет на износ зубчатых колес по данной методике требует знания коэффициента износа K_w , значение которого может быть установлено только экспериментально при модельных и стендовых испытаниях, применительно к рассматриваемым материалам, конструкции привода и условиям работы зубчатых колес [3].

Тем не менее, остаются не совсем выясненными вопросы о том, постоянен ли этот коэффициент при оценке формы изношенного профиля и как он зависит от шероховатости поверхности, структуры и состава абразива, кинематических и силовых факторов и т.п. [4].

Для оценочных расчетов предлагается использовать данные для зубчатых колес с ориентировкой на эксплуатационные данные аналогичных узлов. Однако, без выявления всех факторов, влияющих на коэффициент износа, указанный подход с использованием аналогов может привести к существенным погрешностям.

Используя в качестве числовой характеристики, интенсивность изнашивания, которую в общем виде определяют как отношение износа к путям трения. В работах получены зависимости, позволяющие определить толщину изношенного слоя по формулам [1;С.40]:

$$h_1 = 2,25 \cdot I_{hi} \sqrt{\frac{F_n \theta}{b w_2} \cdot \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 + \rho_1} \cdot \frac{V_s}{V_1} \cdot n_1 \cdot t_1}, \quad (13.)$$

Для проверки приведено сопоставление расчетной и экспериментально полученной интенсивности изнашивания. Так, при работе зубчатых колес, изготовленных из стали 45, расчетная интенсивность изнашивания (без смазочного материала) равнялась $I_{h \text{ расч}} = 11 \cdot 10^{-7}$, в то время, как экспериментально полученное значение $I_{h \text{ эксп}} = 2,6 \cdot 10^{-7}$. Соответственно, отношение ресурсов работы зубчатой пары, определяется выражением [1;С.41]

$$L_{hi} = \frac{[h_1] V_1}{I_n 2 b_n V_s n_1} \quad (14.)$$

При прочих равных условиях (в частности, при заданном значении допускаемого износа $[h_i]$), отношение ресурсов равно [5]:

$$\frac{L_{h \text{ ЭКСП}}}{L_{h \text{ расч}}} = \frac{I_{h \text{ расч}}}{I_{h \text{ ЭКСП}}} = \frac{11 \cdot 10^{-7}}{2,6 \cdot 10^{-7}} = 4,23.$$

Таким образом, прогнозируемый ресурс может отличаться от реального значения более чем в 4 раза. Это означает, что существующая методика определения ресурса работы зубчатых колес нуждается в уточнении [6].

ИСПОЛЬЗОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:

1. Тихомиров П.В. Теоретическое обоснование ресурса зубчатых передач лесохозяйственных машин по критерию износа. Дисс. канд. техн. наук. Брянск, 2003. 136 с.
2. Ахметов А.А., Алланазаров М.А., К обоснованию угла раствора полольной лапы с разновеликими крыльями, Конференция «Результаты исследований машинных процессов возделывания хлопчатника» Ташкент, Узгипрозем, 1992, С.67-71.
3. Ишмуратов Х.К. Теоритическое обоснование ресурса зубчатых передач хлопкоуборочных машин по критерию износа. Диссертация ученой степени Доктора философии по техническим наукам (PhD). Ташкент, 2019.- 156 с.
4. Иргашев А. Методика расчета износостойкости зубчатых передач агрегатов машин, работающих в абразивной среда.//Вестник ТашГТУ, 2013. №4 с.95-101.
5. Мышкин Н.К., Петроковец М.И. Трение, смазка, износ. Физические основы и техническое приложение трибологии. –М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. -368 с. –ISBN 978-5-9221-0824-9.
6. Ишмуратов Х.К. Накопление продуктов изнашивания при контакте выступов поверхностей зубчатых колес. // Вестник машиностроения. Москва, август 2019. №8.-С.40-44(05.00.00;№13)

