

## СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ИЗЛОМНОЙ ПРОЧНОСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С АРОЧНЫМИ И ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ

Попов Ю.А.

Научный руководитель – доцент Дьяконова В.Я.

*Сибирский федеральный университет*

Решающее влияние на работоспособность зубчатых передач оказывают два основных переменных напряжения: контактные напряжения  $\sigma_H$  и напряжения изгиба  $\sigma_F$ . Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжения изгиба и выкрашивание поверхности от контактных напряжений. Различают два вида поломки зубьев: поломка от больших перегрузок и усталостная поломка. Общие меры предупреждения поломок зубьев – увеличение модуля, положительное смещение при нарезании зубьев, термообработка, наклеп, уменьшение концентрации нагрузки по краям (жесткие валы, зубья со срезанными углами и зубья с бочкообразным профилем).

Нагрузочную способность зубчатых передач, имеющих высокую твердость зубьев или работающих при больших динамических нагрузках, преимущественно лимитирует изгибная прочность зубьев. Тенденция современного машиностроения к передаче все больших мощностей в уменьшающихся объемах приводит к созданию механизмов, в которых при передаче нагрузок величины деформаций корпусов, валов и других элементов могут нарушить условия, обеспечивающие работоспособность зубчатых передач. Например, привести к недопустимой величине концентрации нагрузки по длине зуба и, в конечном итоге, его поломке.

Известные технологические приемы снижения опасности поломок зубчатых передач путем повышения точности их изготовления и монтажа в условиях нежестких корпусов оказываются малоэффективными. В то же время конструкторскому подходу к решению указанной проблемы – использованию арочных зубьев цилиндрических колес, обладающих эффектом «самоустановки» под нагрузкой, до сих пор не уделялось должного внимания.

Такое положение объясняется одной причиной – отсутствием как в отечественном машиностроении, так и за рубежом способа обработки арочных зубьев цилиндрических колес конкурентно-способного с современными методами нарезания косозубых (прямозубых) колес.

М. Л. Ериховым был предложен высокопроизводительный способ нарезания арочных зубьев цилиндрических колес, на основе которого разработан технологический процесс обработки зубьев непрерывным методом с помощью спирально-дисковых инструментов. Таким образом, в настоящее время задача изготовления цилиндрических колес с арочными зубьями решена. Но их не исследована.

В работе А.Г. Махалова и А.Ю. Розенберга оценена статическая прочность при изгибе прямозубых и арочных зубьев цилиндрических колес для различных величин углов перекоса осей валов, фаз зацепления и степени локализации пятна контакта в передаче с арочными зубьями.

Объектом исследования выбрана цилиндрическая зубчатая передача, имеющая параметры: межосевое расстояние  $a_w=200$  мм, модуль  $m_n=5$  мм, число зубьев шестерни и колеса  $z_1=40$ ,  $z_2=40$ , ширина колес  $b_w=75$  мм, материал – сталь 12ХНЗА. Термообработка колес – цементация с последующей объемной закалкой. Глубина цементированного слоя  $h=1,2 \dots 1,5$  мм. Твердость поверхностей зубьев и их сердцевины

соответственно равнялась HRC 60 ... 62, HRC 29 ... 33. Обработка арочных зубьев выполнена спирально-дисковыми фрезами (СДФ) на модернизированном зубофрезерном станке. Прямые зубья цилиндрических колес обрабатывались фрезерованием червячными фрезами.

Для анализа изломной прочности цилиндрические колеса (с прямыми и арочными зубьями) помещались в специальное приспособление, которое при испытании устанавливалось на пресс. Приспособление позволяло бесступенчато варьировать: а) межосевое расстояние в зубчатой передаче  $a_w=197...205$  мм; б) фазу зацепления  $\varphi=0^\circ...15^\circ$ ; в) угол перекося осей шестерни и колеса  $\gamma=0^\circ...5^\circ$  (измеряется в плоскости, перпендикулярной межосевому расстоянию). Значение нагрузки на рычаге приспособления, соответствующее разрушению зуба, фиксировалось, а затем пересчитывалось для определения нагрузки на зубе.

Диапазоны изменения факторов и их уровни представлены в таблице 1.

Табл. 1. Диапазоны изменения факторов  $\varphi$  и  $\gamma$

Тип зуба	Фаза зацепления	Угол перекося	Степень локализации пятна контакта
Прямой	0; 6°30'; 13°	0°; 20'; 40'; 1°; 1°20'	–
Арочный	0; 6°30'; 13°	0°; 20'; 40'; 1°; 1°20'	– 0,1; 0; 0,1

Значение  $\varphi=0^\circ$  соответствует приложению нагрузки на вершинной кромке зуба (моделируется вход зуба в зацепление), а  $\varphi=6^\circ30'$  определяет приложение нагрузки в полюсе.

Степень локализации пятна контакта в передаче характеризуется коэффициентом модификации  $K$ :

$$K = \frac{(r_{\phi 2} - r_{\phi 1})}{r_{\phi 2}}; \quad (1)$$

где  $r_{\phi 1}$ ,  $r_{\phi 2}$  - расчетные радиусы спирально-дисковых фрез при обработке зубьев шестерни и колеса соответственно.

В исследованиях зубья колеса нарезались двусторонним способом при  $r_{\phi 2} = 100$  мм и не модифицировались. Зубья шестерни (выпуклая сторона) обрабатывались при  $r_{\phi 1} = 90, 100, 110$  мм. При этом в зацеплении обеспечивался контакт, близкий к линейному ( $K=0$ ), мостовому ( $K = -0,1$ ), точечному ( $K=0,1$ ).

Экспериментальные данные были подвергнуты статистической обработке. В результате получены уравнения для расчета разрушающей нагрузки  $F$  в зависимости от варьируемых факторов.

Для арочного зуба

$$F = 227238,3 \cdot 1,017389\varphi \cdot 0,943886\gamma; \quad (2)$$

для прямого зуба

$$F = 172128,2 \cdot 1,024106\varphi \cdot 0,738245\gamma; \quad (3)$$

Расчеты показали, что максимальная ошибка формулы (2) составляет 3,7%, (3) – 8,3%. В (2) отсутствует фактор К, поскольку проверка на значимость коэффициента при К по критерию Стьюдента показала, что влиянием этого фактора при уровне значимости 0,95 можно пренебречь.

По полученным данным построены графики зависимости разрушающей нагрузки F от величины перекоса  $\gamma$  рис. 1.

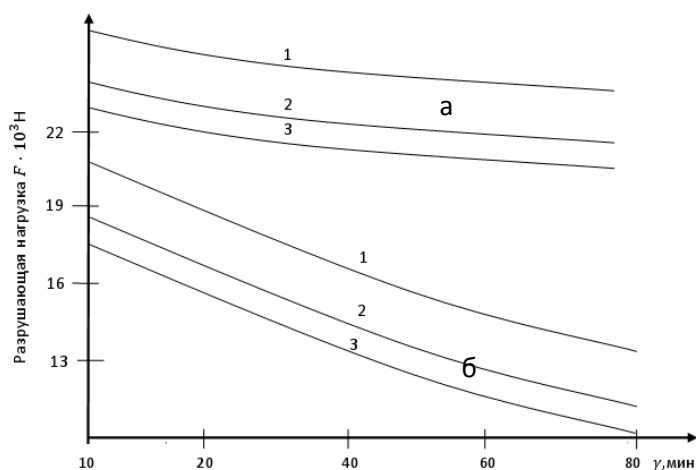


Рис. 1. Зависимость разрушающей нагрузки F от величины перекоса  $\gamma$  :  
а – арочный зуб; б – прямой зуб; 1 -  $\varphi = 6^{\circ}30'$ ; 2 -  $\varphi = 6^{\circ}$ ; 3 -  $\varphi = 0^{\circ}$

Сравнительные данные по изгибной прочности арочного зуба представлены на рис. 2.

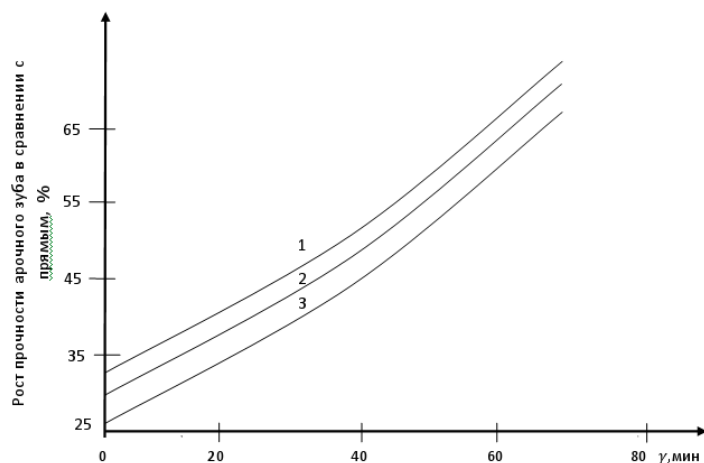


Рис. 2. Зависимость увеличения прочности арочного зуба по сравнению с прямым для различных величин перекоса:  
1 -  $\varphi = 6^{\circ}30'$ ; 2 -  $\varphi = 6^{\circ}$ ; 3 -  $\varphi = 0^{\circ}$

Произведенные расчеты позволяют сделать следующие выводы:

1. Разрушающая нагрузка у арочного зуба больше по сравнению с прямым на 26,5 % ( $\gamma = 0^{\circ}$ ) ... 83,2% ( $\gamma = 1^{\circ}20'$ ).

2. При испытании арочных зубьев на уровне  $\varphi = 6^{\circ}30'$  (равнофазное зацепление) ломался зуб, работающий выпуклой стороной.

3. Наибольший спад разрушающей нагрузки прямых зубьев соответствует изменению параметра  $\gamma$  в пределах  $0^\circ \dots 20'$  (именно при таких перекосах работает большинство зубчатых передач). В то же время разрушающая нагрузка на арочных зубьях в этом же диапазоне существенно выше и изменяется незначительно, что позволяет рекомендовать арочную форму зуба как обладающую повышенной (на 26 % и более) изгибной прочностью.