

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

УДК 621.839.36

DOI: 10.22213/2413-1172-2024-4-4-13

Анализ компенсаторных возможностей зубчатых колес, составленных из отдельных дисков

Г. Ю. Волков, доктор технических наук, доцент, Курганский государственный университет, Курган, Россия

К. В. Безгодов, аспирант, Курганский государственный университет, Курган, Россия

Одной из причин, ограничивающих нагрузочную способность зубчатых передач, является неполное прилегание зубьев, вызванное неточностью изготовления и деформацией деталей редуктора. Равномерное распределение контакта зубьев по всей ширине венца обеспечивают колеса, составленные из отдельных зубчатых дисков. Адаптивность зубчатого венца составного колеса достигается преодолением сил трения или упругой податливостью специальных элементов. В статье приводятся базовые конструкции составных колес с дополнительными фрикционными дисками и зубчатыми дисками, имеющими спицы. Целью исследования является количественная оценка компенсаторных возможностей составных зубчатых колес. Важнейшим параметром, определяющим адаптивность колеса, является толщина составляющих его зубчатых дисков. Рассматривается влияние на нагрузочную способность тонких зубчатых дисков: краевого эффекта при распределении контактных напряжений; устойчивости зуба как консольной балки. Исследование выполнялось с использованием аппарата сопротивления материалов и метода конечных элементов. Установлено, что лимитирующим фактором является устойчивость зуба. Без риска снижения относительной нагрузочной способности зацепления толщину зубчатого диска можно уменьшать вплоть до 0,1 модуля. Поломка зуба из-за неравномерности распределения нагрузки вдоль его оси в колесах, составленных из многих дисков, практически исключается. Неравномерность распределения контактной нагрузки снижается обратно пропорционально числу зубчатых дисков. Конструкции составных зубчатых колес с упругими элементами, в частности со спицами, по предельным углам перекося осей зубьев несколько уступают системам, в которых используются фрикционные элементы. Тем не менее их компенсаторные возможности на порядок выше, чем у монолитных зубчатых колес.

Ключевые слова: составное зубчатое колесо, адаптивная передача, зубчатые диски, фрикционные диски, спицы зубчатого колеса.

Введение

Неполное прилегание зубьев является одной из главных причин, ограничивающих нагрузочную способность цилиндрических зубчатых передач. При проективном расчете зубчатых колес обычно используется коэффициент $\psi_{ва}$ (отношение ширины колеса b к межосевому расстоянию), который принимает значения 0,1; 0,25; 0,4 или 1 в зависимости от наличия угла β наклона зуба, симметрии приложения нагрузки и других факторов, влияющих на перекося осей зубьев. При обычной, простейшей, конструкции зубчатых колес дальнейшее увеличение их ширины b будет бесполезным. Углубленному детальному исследованию факторов, влияющих на распределение нагрузки по зубу посвящены, например, работы российских [1–3] и зарубежных авторов [4–6].

Конструктивные мероприятия, направленные на снижение чувствительности зубчатых передач к перекосям можно разделить на 3 группы.

1. Искусственная локализация контакта в середине зуба, которая исключает выход контакта на кромку зуба. В случае цилиндрических передач – это применение бочкообразных и арочных зубьев [7–9], в конических передачах [10, 11] – круговые зубья. Такой прием дает некоторый эффект в конструкциях, подверженных наибольшим деформациям, в частности при консольном закреплении колес.

2. Повышение упругой изгибной податливости зубьев. Предложения сводятся к искусственному удлинению зубьев за счет протуберанцев, надрезов по впадинам и др. (см., например, Балакин П. Д., Рязанцева И. Л. Адаптивные зуб-

чатые зацепления. 1997). Возможности приема ограничены изгибной прочностью зубьев [12].

3. Применение колес, составленных из отдельных зубчатых дисков. Данный конструктивный прием по условиям контакта допускает наиболее значительное увеличение общей ширины b зубчатого колеса ($f_{ва} = 10$ и более). Окружная податливость зубчатого венца составного колеса может быть обеспечена преодолением сил трения (RU 220622 U1) или упругой податливостью (RU 221909 U1) деталей тела зубчатого колеса.

Актуальность изучения темы составных зубчатых колес возрастает в связи с развитием лазерной и гидроабразивной технологий резки листового материала [13–15].

Цель исследования – комплексная количественная оценка компенсаторных возможностей зубчатых колес, составленных из отдельных дисков.

Базовые конструкции составных зубчатых колес

Простейшая принципиальная конструкция составного зубчатого колеса, в которой используются силы трения, показана на рисунке 1.

В ней зубчатые диски 2 имеют цилиндрическое посадочное отверстие, соответствующее внешнему диаметру шлицев вала 1. Между зубчатыми дисками 2 размещены фрикционные диски 3 со шлицевым посадочным отверстием. Опорные шайбы 4 тоже имеют шлицевое посадочное отверстие. Гайка 5 и упор 6, выполненный заодно с валом 1, используются для сжатия пакета дисков. Усилие сжатия выбирается таким, чтобы при взаимодействии колеса с сопряженной шестерней наиболее нагруженные зубчатые диски 2, преодолевая силы трения в контактах с дисками 3, сместились, и в работу вступили другие зубчатые диски.

На рисунке 2 показана конструкция составного зубчатого колеса со спицами. В ней зубчатые диски 2 взаимодействуют с валом 1 своими шлицевыми посадочными отверстиями. Для обеспечения углового смещения зубчатых венцов 3 под нагрузкой в теле каждого диска вырезаны спицы 4. В отличие от составного колеса с фрикционными дисками такая конструкция обеспечивает постоянство передаточного отношения и не требует регулирования усилия натяжения.

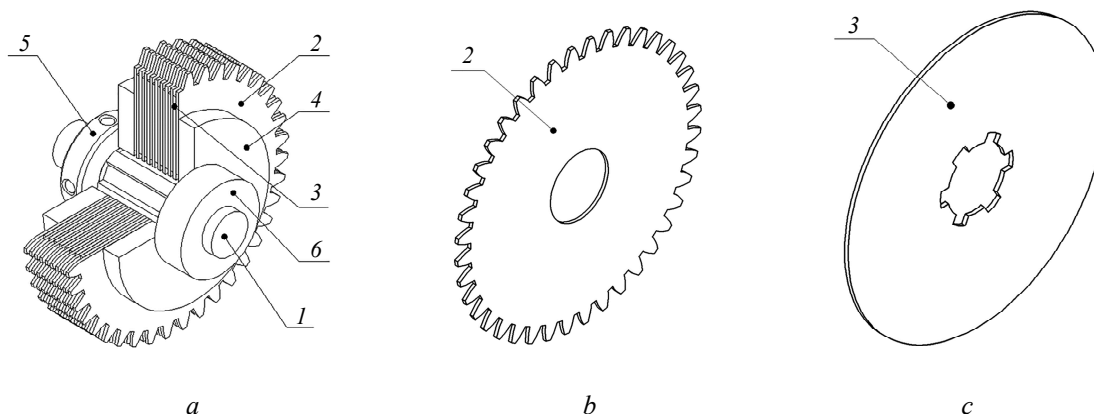


Рис. 1. Составное колесо с фрикционными дисками: а – колесо в сборе; б – зубчатый диск; с – фрикционный диск

Fig. 1. Compound wheel with friction discs: a - wheel assembly; b - toothed disc; c - friction disc

Факторы, ограничивающие толщину дисков

Очевидно, что компенсаторные возможности составных зубчатых колес будут тем выше, чем тоньше составляющие их зубчатые диски. В качестве факторов, ограничивающих толщину дисков, следует рассматривать устойчивость зубьев и распределение контактных напряжений. Анализу влияния этих факторов посвящена статья [16], основные выводы которой приведены ниже.

В конструкциях составных колес, не обеспечивающих опору зубчатых дисков на торцы, зуб можно представить в виде тонкой консольной балки, поставленной на ребро (рис. 3).

Высота зуба L . Сила F приложена на краю зуба по нормали к профилю в этой точке, то есть угол приложения этой силы соответствует углу α_a профиля при вершине зуба. Потеря устойчивости приводит к загибу тонкого зуба на сторону. Осевая линия загиба на рис. 3, а показана пунктиром.

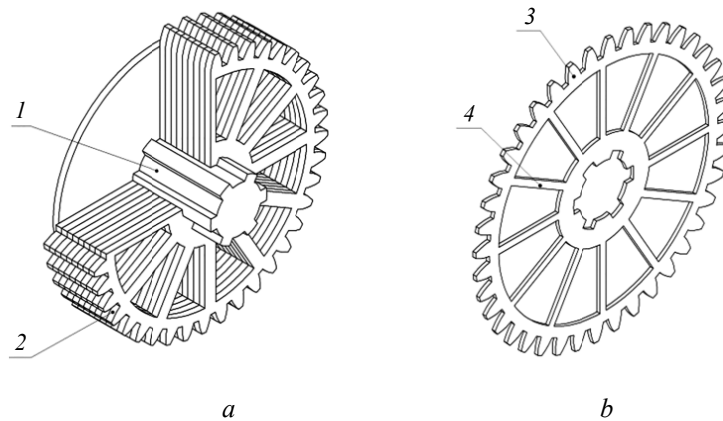


Рис. 2. Составное колесо со спицами (RU 221909 U1): *a* – колесо в сборе; *b* – зубчатый диск

Fig. 2. Compound wheel with spokes: *a* - wheel assembly; *b* - toothed disc

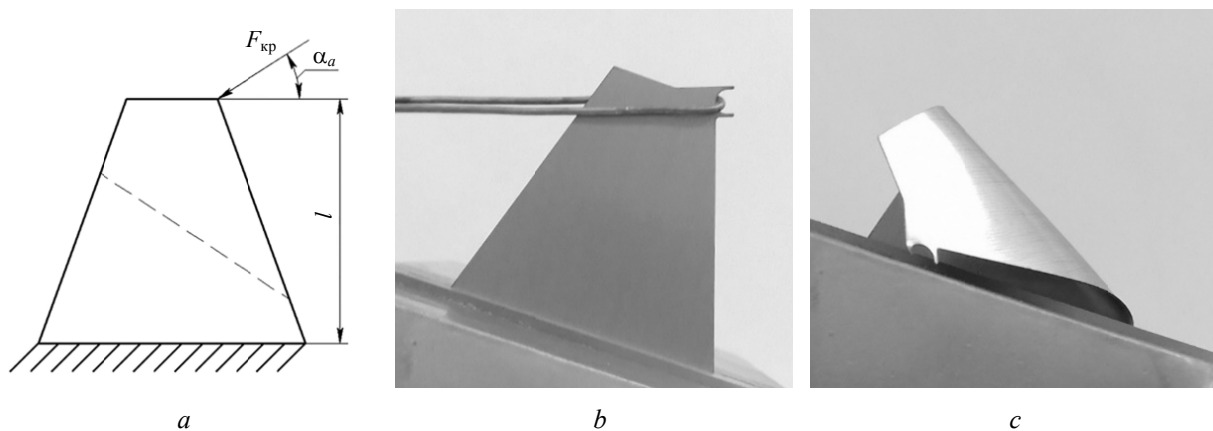


Рис. 3. Определение устойчивости тонкого зуба: *a* – расчетная схема; *b* – нагружение; *c* – результат потери устойчивости

Fig. 3. Determination of the stability of a thin tooth: *a* - calculation scheme; *b* - loading; *c* - the result of loss of stability

Опираясь на теоретические положения сопротивления материалов [17], будем считать, что критическая сила $F_{кр}$, которая соответствует потере устойчивости, может быть рассчитана по формуле

$$F_{кр} = \frac{ES^3}{Y_y m}, \quad (1)$$

где E – модуль упругости; m – модуль зуба; S – толщина листа; Y_y – некоторый безразмерный коэффициент формы зуба, относящийся к его расчету на устойчивость, которая зависит от исходного угла профиля α , числа зубьев Z и коэффициента X смещения инструмента.

Предварительно порядок величины критической силы $F_{кр}$ был оценен экспериментально (рис. 1, *b*, *c*) на модели зуба рейки. Дальнейшее исследование проводилось с использованием метода конечных элементов, который широко применяется при исследовании зубчатых колес [18–20].

В итоге выполненного исследования было установлено, что для зубчатых колес, соответствующих ГОСТ 13755–81 (при $h_a = 1$), применяемых в технике наиболее часто, значение коэффициента формы зуба Y_y (относящегося к его расчету на устойчивость) находится в диапазоне $Y_y = 7,2 \dots 9,5$.

Сопоставление устойчивости стального зуба с его прочностью на изгиб показало, что потеря устойчивости происходит раньше потери прочности, когда отношение толщины S_{min} диска к модулю m зуба (S_{min}/m) становится меньше 0,060...0,074 для мягких сталей (например, ст. 3) и 0,097...0,119 для закаленных сталей (например, 40X).

Для монолитных зубчатых колес средней твердости критерием прочности зуба являются максимальные контактные напряжения σ_n . В расчетах контактных напряжений на зубьях по ГОСТ 21354–87 заложена формула Герца для двух бесконечных цилиндров, соприкасающихся

по линии (плоская задача). Не очевидно, что такой расчет (по Герцу) приемлем для нахождения контактных напряжений на зубьях узких дисков. Нужно решать пространственную контактную задачу.

Исследование проводилось [16] методом конечных элементов на роликовой модели. Рассматривалось два случая:

- оба зубчатых диска одинаковой толщины (в модели оба цилиндра одинаковой длины);
- один тонкий зубчатый диск зацепляется с зубчатым колесом значительно большей ширины (в модели цилиндр ограниченной длины взаимодействует с бесконечным цилиндром).

Соответствующие картины контактных напряжений показаны на рисунке 4, *a*, *b*.

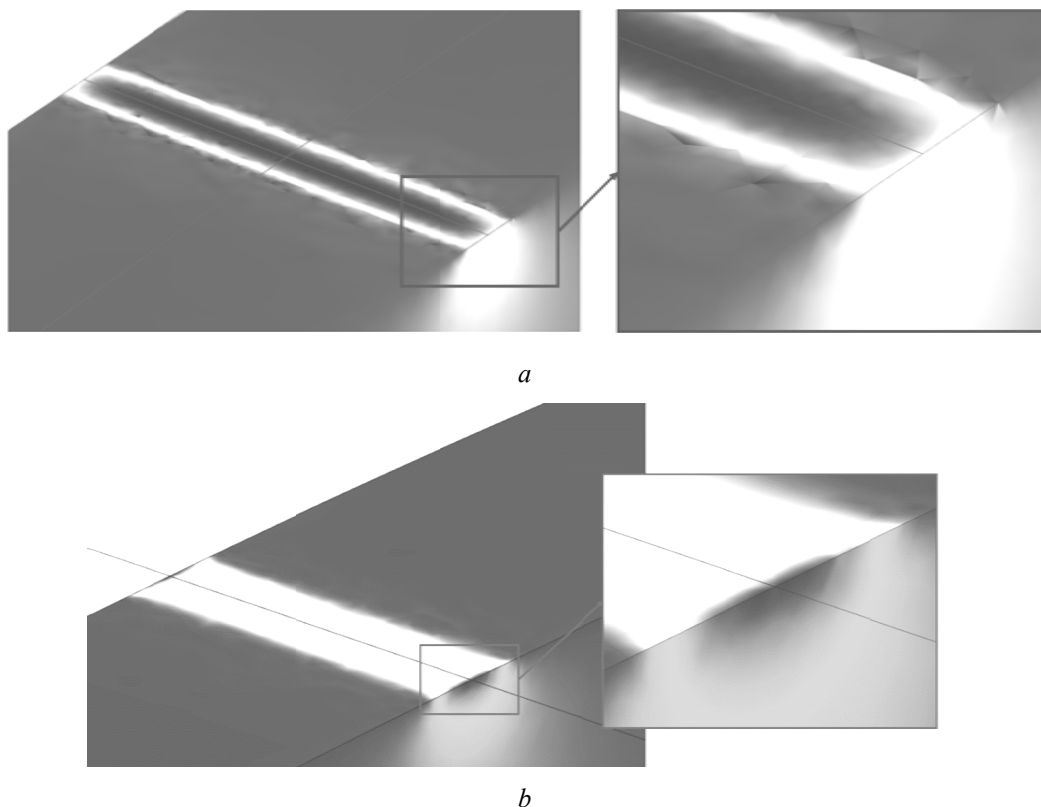


Рис. 4. Картины контактных напряжений (варианты *a* и *b*)

Fig. 4. Contact voltage patterns (options *a* and *b*)

Краевой эффект по вариантам *a* и *b* имеет противоположный знак. При контакте двух дисков (*a*) напряжения по краям уменьшаются, а при контакте диска с бесконечным цилиндром (*b*) – увеличиваются. Тем не менее расчеты показали, что среднее контактное напряжение, действующее на основной части полоски контакта для вариантов *a* и *b* было одинаковым и отличалось от значений по Герцу не более чем на 5 % при любой толщине диска,

В целом результатом выполненных расчетов контактных напряжений стал вывод о том, что при равной погонной нагрузке *q* влияние толщины *S* зубчатых дисков на их нагрузочную способность незначительно. Поэтому для дисков, имеющих толщину, превышающую ширину $2b$ полоски (ленточки) контакта между зубьями, этим влиянием можно пренебречь.

Расчеты показывают, что при характерных параметрах стальных зубчатых колес отношение ширины ленточки контакта $2b$ к модулю *m* не превышает $2b/m = 0,025 \dots 0,03$. Это значительно меньше, чем значение $S_{min}/m = 0,071 \dots 0,122$ – предельное по условию устойчивости тонкого зуба. В итоге предельную толщину зубчатого диска будет лимитировать не контактное напряжение, а устойчивость тонкого зуба.

Таким образом:

1. Без риска снижения нагрузочной способности зацепления толщину *S* зубчатого диска можно уменьшать вплоть до 0,1 модуля ($S/m \geq 0,1$).
2. Экономически оправданный способ изготовления зубчатых дисков – лазерная резка, обеспечивающий приемлемое качество поверхности реза при толщине листа $S = 1 \dots 4$ мм –

подходит для производства зубчатых дисков с модулем до $m = 40$ мм без шлифования.

Упругая податливость дисков со спицами

Конструкции составных зубчатых колес, в которых присутствуют упругие элементы, могут быть разными. В качестве примера проведем оценку упругой податливости зубчатого колеса, изображенного на рисунке 2. Соответствующая расчетная схема и основные геометрические параметры спиц показаны на рисунке 5.

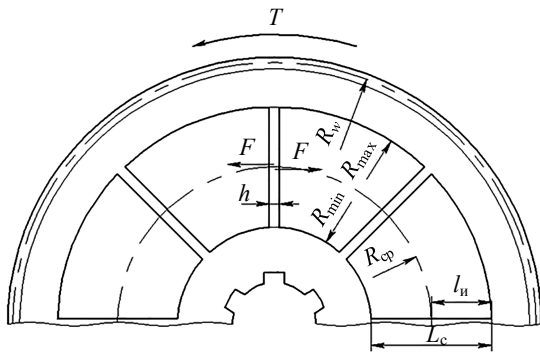


Рис. 5. Геометрические параметры зубчатого диска со спицами: R_w – начальный радиус зубчатого колеса, $R_w = \frac{mZ}{2}$; R_{cp} – радиус середины спиц, $R_{cp} = k_{cp}R_w$; L_c – длина спицы, $L = K_L R_w$; l_n – плечо изгиба, $l_n = \frac{L}{2} = \frac{K_L R_w}{2}$; h – ширина спицы

Fig. 5. Geometric parameters of a toothed disk with spokes: R_w - initial radius of the gear wheel, $R_w = \frac{mZ}{2}$; R_{cp} - radius of the center of the spokes, $R_{cp} = k_{cp}R_w$; L_c - spoke length, $L = K_L R_w$; l_n and shoulder of bend, $l_n = \frac{L}{2} = \frac{K_L R_w}{2}$; h - spoke width

Для упрощения расчетов толщину b диска и модуль m примем равными единице ($b = m = 1$ мм). При экстраполяции результатов расчетов на другие модули все полученные линейные размеры зубчатых дисков следует умножать на модуль m .

Решая задачу методом сопротивления материалов, сначала рассчитаем минимальную ширину h спицы из условия ее прочности на изгиб.

Максимальное значение окружной силы F' , действующей на колесо, можно найти через изгибающую прочность зуба (ГОСТ 21354–87):

$$[\sigma_f] = \frac{F' Y_y}{bm}, \quad (2)$$

где $[\sigma_f]$ – допускаемое напряжение изгиба; Y_y – коэффициент формы зуба (при изгибе).

При $b = 1$, $m = 1$ получим

$$F' = \frac{[\sigma_f] m}{Y_y}. \quad (3)$$

Тогда максимальный вращающий момент T , приложенный к колесу,

$$T = F' R_w = \frac{F' m Z}{2} = \frac{[\sigma_f] m Z}{2 Y_y}, \quad (4)$$

а сила F , вызывающая изгиб на половине l_n длины спицы L ,

$$F = \frac{F'}{n k_{cp}} = \frac{[\sigma_f] m}{Y_y n k_{cp}}, \quad (5)$$

где n – количество спиц.

Момент изгиба у основания спицы

$$M_n = F l_n = \frac{[\sigma_f] m l_n}{Y_y n k_{cp}} = \frac{[\sigma_f] Z m^2 k_L}{4 k_{cp} Y_y n}. \quad (6)$$

С учетом того, что максимальное напряжение при изгибе спицы $\sigma_n = M_n / W_x$, где момент сопротивления сечения $W_x = bh^2/6$ при $b = 1$, найдем минимальную ширину h_{min} спицы из условия ее прочности на изгиб:

$$h = \sqrt{\frac{6 M_n}{[\sigma_n]}}. \quad (7)$$

Если принять равными допускаемые напряжения для зуба и для спицы ($[\sigma_f] = [\sigma_n]$), то в итоге получим

$$h_{min} = 1,5 (k_L / k_{cp}) Z / Y_y n. \quad (8)$$

Далее рассчитаем f прогиб половины спицы как консольной балки:

$$f = \frac{F l_n^3}{3 E J_x}, \quad (9)$$

где E – модуль упругости (для стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа); J_x – момент инерции сечения, $J_x = bh^3/12$; l_n – плечо изгиба балки с учетом деформации упругого основания.

Приближенно примем

$$l_n = l + \frac{h}{2}. \quad (10)$$

После подстановок

$$f = \frac{4F(l_{\min} + h/2)^3}{Eh^2} = \frac{[\sigma_f](k_L Z/2 + h)^3}{(2Y_y n k_{cp} E h^3)}. \quad (11)$$

Достоверность результатов расчета прогиба f середины спицы была проверена с использованием метода конечных элементов (рис. 6).

В итоге нужно рассчитать угол γ поворота венца относительно ступицы:

$$\gamma = \frac{2f}{R_{cp}}. \quad (12)$$

Зубчатый диск, изображенный в масштабе на рисунке 5, характеризуется параметрами: $k_L = 0,46$; $k_{cp} = 0,6$; $n = 8$.

Приняв $Z = 100$; $m = 1$ мм; $Y_f = 3,6$; $[\sigma_f] = [\sigma_n] = 200$ МПа, получим:

по формуле (8) $h_{\min} = 2$ мм;

по формуле (11) $f = 0,055$ мм;

по формуле (12) $\gamma = 0,00367$ рад (т. е. 0,209 град).

Корректность выполненных расчетов подтверждена моделированием с использованием метода конечных элементов (рис. 7).

Результаты расчета относительной ширины спиц h/m и угла закручивания γ в характерном диапазоне параметров Z и n при $[\sigma_n] = [\sigma_f] = 200$ МПа для зубчатого диска, изображенного на рисунке 5, представлены в таблице.

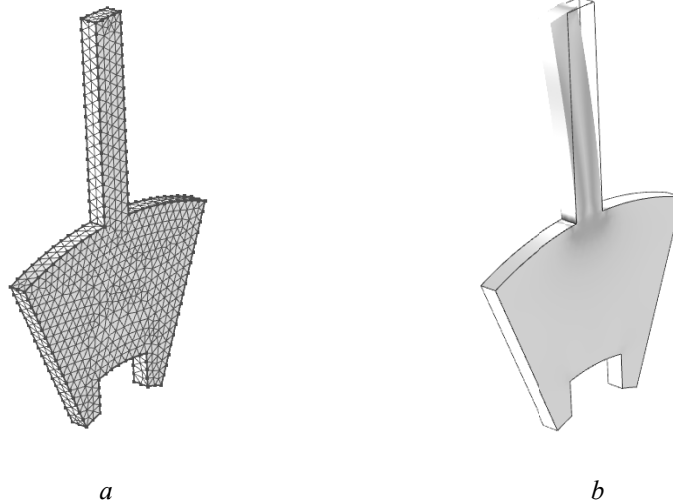


Рис. 6. Расчет прогиба спицы методом конечных элементов: a – сетка; b – деформация под действием силы

Fig. 6. The calculation of the deflection of the spoke by the finite element method: a - is the grid; b - is the deformation under the action of force

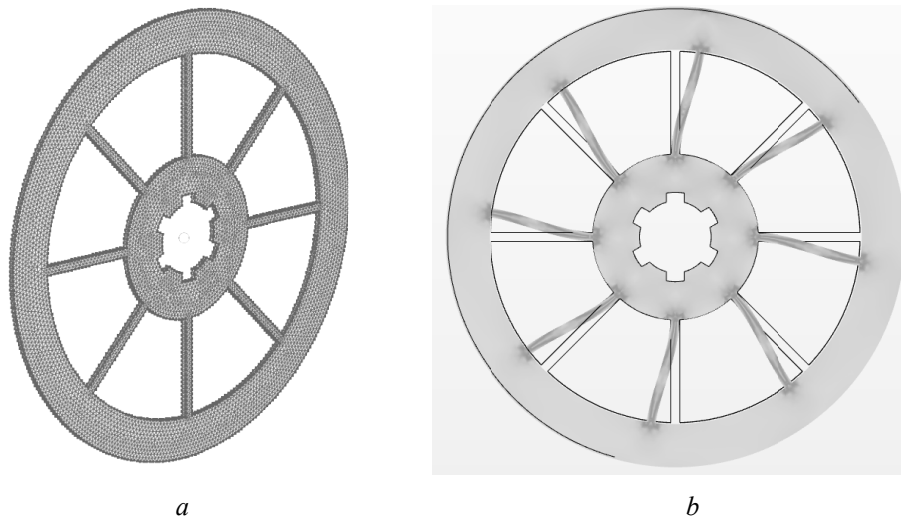


Рис. 7. Закручивание зубчатого венца относительно ступицы: a – сетка; b – деформация под действием силы

Fig. 7. Twisting of the toothed crown relative to the hub: a - is a mesh; b - is deformation under the action of force

Крутильная податливость дисков со спицами

Torsional compliance of discs with spokes

Число зубьев Z	Число спиц n	Относительная ширины спиц h/m	Угол закручивания γ , рад (град)
50	8	1,41	0,0213 (0,16)
	50	0,57	0,00573(0,33)
100	8	2,0	0,00367 (0,209)
	50	0,8	0,0075 (0,43)
200	8	2,82	0,005 (0,29)
	50	1,13	0,01067 (0,61)

Представленные на рисунке 5 форма и относительные размеры спиц не являются единственно возможными. Существуют конструктивные решения, существенно увеличивающие упругую крутильную податливость зубчатых дисков.

Оценка допустимого угла перекоса оси зуба

Главный вопрос данного исследования – какой угол β перекоса оси зуба может компенсировать составное колесо при заданных общей ширине b и толщине S составляющих его зубчатых дисков?

Начнем с конструкции, содержащей фрикционные диски.

Если толщина S зубчатых дисков соизмерима с модулем m и тем более на порядок меньше его, то практически при любых значениях угла β изгибная прочность зуба остается максимальной.

Степень повышения контактной прочности составного колеса не абсолютна. Обратимся к рисунку 8. Синус угла β , а при малых величинах и сам угол – это отношение $\beta = h/S$. Почти полного устранения влияния перекоса на контактную прочность зубьев составного колеса можно ожидать лишь в том случае, когда размер выступов $h = \beta S$ на порядок меньше сближения тел в результате контактной деформации. Однако на практике зубчатые колеса изнашиваются и прирабатываются.

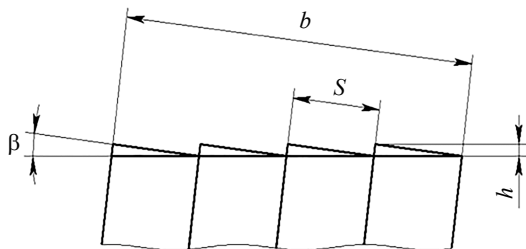


Рис. 8. Расположение вершин зубьев в составном колесе

Fig. 8. The location of the tooth vertices in the composite wheel

Пример

Модуль $m = 1$ мм; $S = 0,1$ м. При $\beta = 0,01$ рад ($0,57^\circ$) получим $h = \beta S = 0,01 \cdot 0,1 = 0,001$ мм, что соизмеримо с высотой R_z микронеровности по 9-му классу чистоты поверхности (см. ГОСТ 2789–73). С учетом приработки это пренебрежимо.

На данном уровне изученности вопроса будем ориентироваться на имеющиеся в технической литературе рекомендации, касающиеся выбора относительной ширины зубчатых колес Ψ_{ba} , Ψ_{bd} , но уже применительно не к общей ширине b колеса, а к толщине S отдельного зубчатого диска.

Конструкции составных зубчатых колес с упругими элементами, в частности со спицами, привносят собственные дополнительные ограничения, накладываемые на величину угла β перекоса осей зубьев.

Параметры: γ_p – расчетный угол поворота венца относительно ступицы; R_w – начальный радиус зубчатого колеса; угол β перекоса осей зубьев; общая ширина b колеса связаны между собой соотношением

$$\gamma_p R_w = \beta b. \quad (13)$$

Так, например, при использовании диска со спицами, показанного в масштабе на рисунке 5, при $b = R_w$ получим $\beta = \gamma_p$. Расчетный угол γ_p может составлять лишь часть от максимального угла γ , рассчитанного по формуле (12), например, его половину. В примере (см. рис. 5) такие диски могут компенсировать угол перекоса $\beta < 0,0018$ рад ($0,1$ град). Заметим однако, что это на порядок превышает предельные углы перекоса, допустимые для обычных зубчатых передач.

Выводы

1. Важнейший параметр, определяющий адаптивность колеса, – толщина составляющих его зубчатых дисков. Лимитирующий фактор – устойчивость зуба. Без риска снижения относительной нагрузочной способности зацепления толщину зубчатого диска можно уменьшать вплоть до 0,1 модуля.

2. Поломка зуба из-за неравномерности распределения нагрузки вдоль его оси в колесах, составленных из нескольких дисков, практически исключается. Неравномерность распределения контактной нагрузки снижается обратно пропорционально числу зубчатых дисков.

3. Конструкции составных зубчатых колес с упругими элементами – спицами – по предельным углам перекося осей зубьев несколько уступают системам, в которых используются фрикционные элементы. Тем не менее адаптивные возможности зубчатых колес, составленных из дисков со спицами, на порядок выше, чем у аналогичных монолитных зубчатых колес, по отношению к которым не были применены другие формы компенсации погрешностей положения зубьев.

Библиографические ссылки

1. Нахатакян Ф. Г., Нахатакян Д. Ф. Оценка величины допускаемого угла перекося в зубчатом зацеплении // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 3, С. 45–49. DOI: 10.31857/S0235711922030099

2. Нахатакян Ф. Г., Нахатакян Д. Ф. Расчет контактной деформации зубьев зубчатых колес // Вестник машиностроения. 2024. № 7. С. 540–543. DOI: 10.36652/0042-4633-2024-103-7-540-543

3. Нахатакян Ф. Г., Плеханов Ф. И. Исследование напряженно-деформированного состояния зубьев колес // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2021. № 4. С. 10–17. DOI: 10.31857/S023571192104009

4. Нахатакян Ф. Г., Нахатакян Д. Ф. Оценка величины допускаемого угла перекося в зубчатом зацеплении // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 1. С. 45–49.

5. Руденко С. П., Валько А. Л. Контактная усталость зубчатых колес трансмиссий энергонасыщенных машин : монография. Минск : Белорусская наука, 2014. 127 с. ISBN 978-985-08-1694-8

6. Лебедев С. Ю. Анализ методик расчета глубинной контактной выносливости // Омский научный вестник. 2022. № 2 (182). С. 43–47. DOI: 10.25206/1813-8225-2022-182-43-47

7. Короткин В. И., Колосова Е. М., Онишков Н. П. Прогнозирование контактной выносливости упрочненных зубьев и нагрузочной способности эвольвентных зубчатых передач по критерию предельного состояния материала // Вестник машиностроения. 2021. № 12. С. 35–37.

8. Сызранцев В. Н., Стариков А. И. Синтез адаптивной цилиндрической передачи с арочными зубьями с двумя зонами контакта // Омский научный вестник. 2023. № 4 (188). С. 38–45. DOI: 10/25206/1813-8225-2023-188-38-45

9. Сызранцев В. Н., Стариков А. И. Повышение надежности работы арочных цилиндрических передач на основе определения граничных величин сме-

щения, обеспечивающих касание колес // Вестник МГТУ «Станкин». 2023. № 4 (67). С. 93–102. DOI: 10.47617/2072-3172_2023_4_

10. Сызранцев В. Н., Сызранцева К. В. Цилиндрические передачи с арочными зубьями, прочность, надежность : монография. Тюмень : ТИУ, 2020. 171 с. ISBN 978-5-9961-2378-0

11. Сызранцев В. Н., Сызранцева К. В. Формообразование арочных зубьев цилиндрических колес и геометро-кинематические характеристики их зацеплений : монография. Тюмень : ТИУ, 2023. 174 с. ISBN 978-5-9961-3079-5

12. Теоретические основы адаптированных зубчатых передач при работе в условиях перекося / Ф. Г. Нахатакян, А. К. Пузакина, Д. Ф. Нахатакян, Д. С. Блинов, Я. П. Зенкина // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2023. № 3. С. 33–39.

13. Буров Н. В., Игнатов А. Г. Рынок лазеров в России и странах СНГ // Ритм машиностроения. 2019. № 5. С. 32–43.

14. Элманов А. Б., Кензбоев С. А., Сафаров Н. М. Математическая модель резки зубчатых колес из сталей лазерными лучами // Universum: технические науки [Электронный ресурс]. 2024. № 2 (119). URL: <https://7universum.com/ru/tech/archive/item/16824> (дата обращения: 30.08.2024). DOI: 10.32743/UniTech. 2024.119.2.16824

15. Учаев П. Н., Райник М. В. К вопросу изготовления цилиндрических зубчатых колес лазером // Известия Юго-Западного государственного университета. Серия: Техника и технологии. 2013. № 1. С. 66–70.

16. Волков Г. Ю., Безгодков К. В. Анализ факторов, определяющих возможность предельного снижения ширины венцов зубчатых колес // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2024. № 03. С. 128–132.

17. Беляев Н. М. Сопrotивление материалов. М. : Наука, 1976. 608 с.

18. Xing Tian, Tao Qing, Ziyuan Li, Wenqiang Han & Wei Li (2023) Study on the Influence of Heat on Deformation and Stress of Planetary Gear Transmission. Journal of Failure Analysis and Prevention, vol. 23, pp. 399-413. DOI: 10.1007/s11668-022-01587-3

19. Kanghua Zhang, Jixin Wang, Yonghua Ban, Chengxi Sun, Peijun Gao & Di Jin (2020) Multi-field Coupling Simulation of Gear: A Review. Journal of Failure Analysis and Prevention, vol. 20, pp. 1323-1332. DOI: 10.1007/s11668-020-00938-2

20. Wei Li, Wenqiang Han & Jie Zhou (2021) The Influence of Gear Modification Based on Thermoelastic Deformation on Tooth Surface Temperature Field. Journal of Failure Analysis and Prevention, vol. 21, pp. 1739-1751. DOI: 10.1007/s11668-021-01229-0

References

1. Nahatakjan F.G., Nahatakjan D.F. (2022) [Estimation of the magnitude of the permissible angle of skew in gear engagement]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, no. 3, pp. 45-49 (in Russ.). DOI: 10.31857/S0235711922030099

2. Nahatakjan F.G., Nahatakjan D.F. (2024) [Calculation of contact deformation of toothed wheel lobes]. *Vestnik mashinostroenija*, no. 7, pp. 540-543 (in Russ.). DOI: 10.36652/0042-4633-2024-103-7-540-543
3. Nakhatakyan F.G., Plekhanov F.I. (2021) [Study of the stress-strain state of gear teeth]. *Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin*, no. 4, pp. 10-17 (in Russ.). DOI: 10.31857/S023571192104009X
4. Nakhatakyan F.G., Nakhatakyan D.F. (2022) [Estimation of the permissible skew angle in gear engagement]. *Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin*, no. 1, pp. 45-49 (in Russ.). DOI: 10.31857/S0235711922030099
5. Rudenko S.P., Valko A.L. (2014) [Contact fatigue of gear wheels of transmissions of energy-saturated machines: monograph]. Minsk : Belarusian Science Publ., 2014, 127 p. (in Russ.). ISBN 978-985-08-1694-8
6. Lebedev S.Yu. (2022) [Analysis of methods for calculating deep contact fatigue]. *Omskij nauchnyj vestnik*, no. 2, pp. 43-47 (in Russ.). DOI: 10.25206/1813-8225-2022-182-43-47
7. Korotkin V.I., Kolosova E.M., Onishkov N.P. (2021) [Forecasting contact fatigue of hardened teeth and load capacity of involute gears based on the criterion of the ultimate state of the material]. *Vestnik mashinostroenija*, no. 12, pp. 35-37 (in Russ.).
8. Syzrantsev V.N., Starikov A.I. (2023) [Synthesis of an adaptive cylindrical gear with arched teeth with two contact zones]. *Omskij nauchnyj vestnik*, no. 4, pp. 38-45 (in Russ.). DOI: 10.25206/1813-8225-2023-188-38-45
9. Syzrantsev V.N., Starikov A.I. (2023) [Improving the reliability of arched cylindrical gears based on determining the boundary values of displacement that ensure wheel contact]. *Vestnik MGTU «Stankin»*, no. 4, pp. 93-102 (in Russ.). DOI: 10.47617/2072-3172_2023_4_
10. Syzrantsev V.N., Syzrantseva K.V. (2020) [Cylindrical gears with arched teeth, strength, reliability]. Tyumen : TIU Publ., 2020, 171 p. (in Russ.). ISBN 978-5-9961-2378-0
11. Syzrantsev V.N., Syzrantseva K.V. (2023) [Shaping of arched teeth of cylindrical wheels and geometric and kinematic characteristics of their engagements]. Tyumen: Tjumenskij industrial'nyj universitet, 2023, 174 p. (in Russ.).
12. Nakhatakyan F.G., Puzakina A.K., Nakhatakyan D.F., Blinov D.S., Zenkina Ya.P. (2023) [Theoretical foundations of adapted gear transmissions when operating under skew conditions]. *Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin*, no. 3, pp. 33-39 (in Russ.).
13. Burov N.V., Ignatov A.G. (2019) [Laser market in Russia and the CIS countries]. *Ritm mashinostroenija*, no. 5, pp. 32-43 (in Russ.).
14. Elmanov A.B., Kengboev S.A., Safarov N.M. (2024) [Mathematical model of cutting steel gear wheels with laser beams]. *Universum: technical sciences* [Electronic resource]. Available at: <https://7universum.com/ru/tech/archive/item/16824> (accessed: 30.08.2024). DOI: 10.32743/UniTech.2024.119.2.16824 (in Russ.).
15. Uchaev P.N., Rainik M.V. (2013) [On the issue of manufacturing cylindrical gear wheels with a laser]. *Izvestija Jugo-Zapadnogo gosudarstvennogo universiteta. Serija: Tehnika i tehnologii*, no. 1, pp. 66-70 (in Russ.).
16. Volkov G.Yu., Bezgodov K.V. (2024) [Analysis of factors determining the possibility of maximum reduction in the width of gear rims]. *Sborka v mashinostroenii, priborostroenii*, no. 03, pp. 128-132 (in Russ.).
17. Belyaev N.M. (2023) [Strength of materials]. Moscow : Nauka Publ., 1976, 608 p. (in Russ.).
18. Xing Tian, Tao Qing, Ziyuan Li, Wenqiang Han & Wei Li (2023) Study on the Influence of Heat on Deformation and Stress of Planetary Gear Transmission. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, vol. 23, pp. 399-413. DOI:10.1007/s11668-022-01587-3
19. Kanghua Zhang, Jixin Wang, Yonghua Ban, Chengxi Sun, Peijun Gao & Di Jin (2020) Multi-field Coupling Simulation of Gear: A Review. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, vol. 20, pp. 1323-1332. DOI: 10.1007/s11668-020-00938-2
20. Wei Li, Wenqiang Han & Jie Zhou (2021) The Influence of Gear Modification Based on Thermoelastic Deformation on Tooth Surface Temperature Field. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, vol. 21, pp. 1739-1751. DOI: 10.1007/s11668-021-01229-0

Compensatory Capability Analysis of Gears Made up of Individual Discs

G.Yu. Volkov, DSc in Engineering, Associate Professor, Kurgan State University, Kurgan, Russia
K.V. Bezgodov, Post-graduate, Kurgan State University, Kurgan, Russia

Incomplete tooth edge contact, caused by manufacturing inaccuracy and gearbox part deformation, is one of the reasons that limits gear load capacity. The uniform distribution of tooth contact over the entire crown width is provided by the gear wheels made up of separate toothed discs. Gear ring adaptability of a compound gear is achieved by overcoming friction forces or elastic flexibility of special elements. The article presents basic designs of compound gear wheels both with extra friction discs and toothed discs with spokes. The aim of the study is to quantify the compensatory capabilities of compound gear wheels. The most essential parameter determining the adaptability of a gear is the thickness of its toothed disc components. The influence of thin toothed disc on the load capacity was considered: the edge effect in the contact stress distribution; the tooth stability as a cantilever beam. The study was performed using the apparatus of strength of materials and the finite element method. It has been established that tooth stability is the limiting factor. Toothed disc thickness can be reduced up to 0.1 module without the risk of reducing the relative load capacity of the engagement. Multi-disc gears are hardly subjected to tooth failure caused by uneven load distribution along its axis. Contact load uneven distribution decreases inversely to the number of toothed discs. Compound gear

designs with elastic elements, in particular with spokes, are somewhat inferior to systems using friction elements in terms of the maximum angle of tooth axis misalignment. Nevertheless, their compensatory capabilities are an order of magnitude higher than those of solid gears.

Keywords: compound gear wheel, adaptive transmission, toothed discs, friction discs, gear wheel spokes.

Получено 01.07.2024

Образец цитирования

Волков Г. Ю., Безгоднов К. В. Анализ компенсаторных возможностей зубчатых колес, составленных из отдельных дисков // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2024. Т. 27, № 4. С. 4–13. DOI: 10.22213/2413-1172-2024-4-4-13

For Citation

Volkov G.Yu., Bezgodov K.V. (2024) [Compensatory Capability Analysis of Gears Made up of Individual Discs]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, vol. 27, no. 4, pp. 4-13 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2024-4-4-13