

УДК 621.833.001.24

ИЗМЕРИТЕЛЬНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ КОЛЕС С НЕСИММЕТРИЧНЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБЬЕВ

Н. И. РОГАЧЕВСКИЙ

*Государственное учреждение высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет»,
г. Могилев, Республика Беларусь*

Введение

Технический уровень машин и технологического оборудования определяется соответствующим уровнем передаточных механизмов в их приводах, т. е. высокой нагрузочной способностью, надежностью, КПД, быстроходностью и низкой металлоемкостью. Такими свойствами обладают зубчатые передачи, являющиеся одними из наиболее распространенных в технике механизмов.

Зубчатые передачи работают в одном из двух режимов: 1) когда разноименные боковые поверхности зубьев работают примерно в одинаковых условиях; 2) когда работают в разных условиях, например, передачи авиационные, механизмов подъема груза, автомобильные, тракторные, технологического оборудования и других самых разнообразных машин и механизмов.

Исследования специалистов показали, что в передачах со вторым режимом работы целесообразно применять зубчатые колеса с несимметричным профилем зубьев (рис. 1).

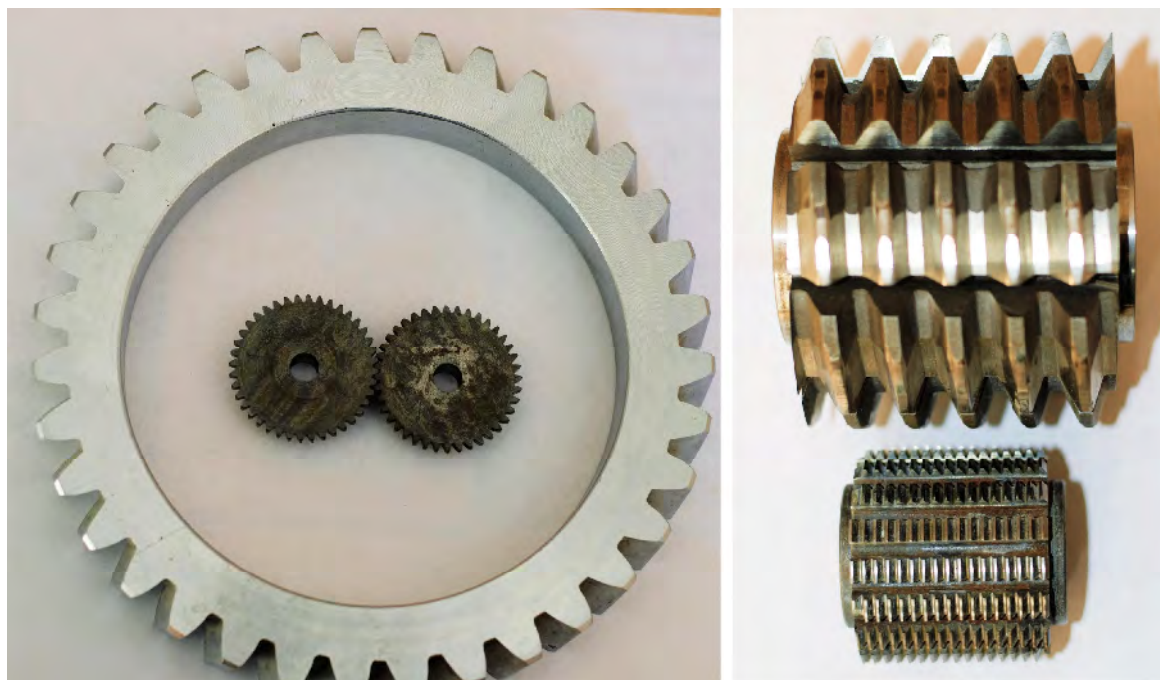


Рис. 1. Зубчатые колеса с несимметричными профилями зубьев с модулями $m = 5$ мм, $m = 1$ мм и фрезы для нарезания этих зубьев

Вопросы выявления преимуществ, исследования области существования, расчета геометрии и прочности зубчатых передач с несимметричным эвольвентным профилем зубьев, изложены в ряде работ [1]–[8]. Из данных работ следует, что снижение контактных и изгибных напряжений в передачах с несимметричным профилем зубьев

достигается без изменения числа зубьев путем увеличения угла профиля на рабочей (передающей основную нагрузку) стороне зуба. В этих передачах доля скорости скольжения по отношению к скорости качения снижается, что способствует образованию контактной гидродинамической пленки, а значит – уменьшению износа и повышению КПД. Следовательно, задачи дальнейшего улучшения геометрии зацепления, разработки конструктивных факторов, повышающих нагрузочную способность и КПД, разработки вопросов улучшения технологии изготовления и контроля таких передач являются актуальными.

Анализ источников

Согласно ГОСТ 2.403–75, на чертеже зубчатого колеса, во второй части таблицы параметров зубчатого венца, должны быть приведены значения геометрических параметров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев, которое является основным из факторов, определяющих величину бокового зазора передачи. Боковой зазор обеспечивает отсутствие заклинивания передачи и нормальные условия смазки. Наличие гарантированного бокового зазора компенсирует погрешности изготовления и сборки передачи, а также изменение размеров в результате температурных и упругих деформаций. Большой боковой зазор в передачах многих механизмов недопустим, так как это ведет к увеличению мертвого хода. Выбор оптимальной величины бокового зазора является для многих зубчатых передач одним из основных факторов, влияющих на эксплуатационные качества механизма.

С экономической точки зрения, целесообразно разработать методики расчета таких геометрических размеров, определяющих взаимное положение разноименных боковых поверхностей зубьев с несимметричным профилем, которые можно было бы контролировать методами и средствами, широко применяемыми при контроле колес с обычными симметричными зубьями: 1) измерением длины общей нормали; 2) кромочным зубомером; 3) тангенциальным зубомером; 4) измерением размеров зубчатых колес по роликам (шарикам); 5) по измерительному межосевому расстоянию.

Из вышеперечисленных методов только первым невозможно контролировать зубчатые колеса с несимметричным профилем зубьев, так как показания нормалемера в этом случае зависят от угла поворота его вокруг оси колеса и от ширины его измерительных поверхностей.

Определения параметров для контроля таких зубьев вторым, третьим и четвертым методами изложены в работах [7]–[14]. Использование этих методов целесообразно для единичного и мелкосерийного производств, для других (крупносерийного и массового) производств рекомендуется пятый метод контроля (по измерительному межосевому расстоянию). В литературе отсутствует методика определения метрических размеров для проверки взаимного положения разноименных боковых поверхностей зубьев с несимметричным профилем по измерительному межосевому расстоянию $a_{\text{вн}}$ (рис. 2), что сдерживает широкое внедрение в производство передач с такими зубьями. Встала задача заполнить этот пробел.



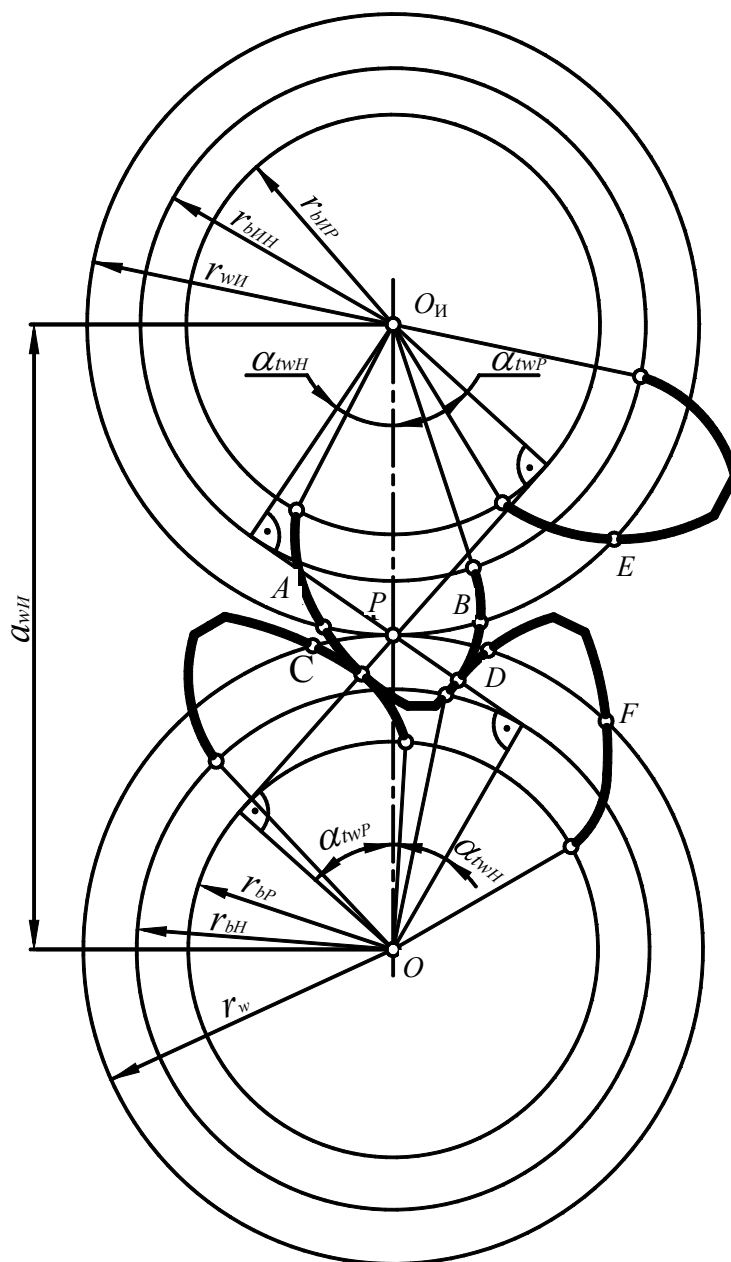


Рис. 2. Схема беззазорного зацепления контролируемого и контрольного зубчатых колес в их торцовой плоскости: P – полюс зацепления

Измеряют отклонения измерительного межосевого расстояния в ходе беззазорной обкатки проверяемого колеса с измерительным при окончательном контроле зубьев [15]. Несмотря на то что зацепление зубчатых колес в процессе контроля производится в условиях, близких к эксплуатационным, этот метод отражает далеко не полную картину взаимного положения разноименных профилей зубьев из-за влияния на отклонения измерительного межосевого расстояния других погрешностей зубчатого колеса, особенно погрешности направления зубьев. Поэтому он применим для контроля зубчатых колес шестой и более грубых степеней точности [15]. В процессе плотного беззазорного обката контролируемого зубчатого колеса с измерительным выявляется суммарная погрешность взаимодействия двух пар профилей зубьев сопряженных колес, при этом погрешностями измерительного колеса пренебрегают. Последнее выбирается точнее контролируемого колеса не меньше, чем на две степени точности [15]. Основное преимущество данного метода – производительность, отстает перед техническими трудностями при применении его в единичном и мелкосерийном производстве, так как необходимость применения измерительных колес делает этот контроль практически малоприменимым: ведь невозможно

иметь на каждое производимое свое измерительное колесо. Широкое применение этот метод нашел в крупносерийном и массовом производствах традиционных зубчатых колес.

Целью настоящей работы является разработка методики расчета предельных размеров измерительного межосевого расстояния, служащих для контроля взаимного положения разноименных боковых поверхностей зубьев с несимметричным эвольвентным профилем, позволяющих обеспечить техническую документацию производства зубчатых колес с такими зубьями научно обоснованными контрольными параметрами.

Методы исследования

Аналитические зависимости по определению предельных размеров зубчатых колес для контроля взаимного положения разноименных боковых поверхностей несимметричных зубьев получены точными методами геометрии, кинематики и математического анализа.

Основная часть

Ниже изложена методика определения предельных размеров измерительного межосевого расстояния зубчатых колес цилиндрических эвольвентных внешнего зацепления с несимметричным профилем зубьев, выполненных из недеформируемых материалов, с равным нулю предельными отклонениями от номинальных параметров этих колес, кроме номинального коэффициента смещения x^* и диаметра вершин зубьев d_a .

Термины, обозначения их символами и размерности соответствуют ГОСТ 16530–83 и ГОСТ 16531–83, за исключением дополнительных терминов и обозначений, которые понадобились для изложения материала. Величины, относящиеся к разноименным поверхностям зуба с несимметричным профилем, снабжены индексами: «Р» относится к условной рабочей поверхности (с большим углом профиля α) зуба, а «Н» – к нерабочей. Если же параметр относится к любой из указанных поверхностей зуба, то он пишется без индексов или с обоими индексами, например, под записью $\alpha_{p,H}$ или α понимают α_p и α_H . Величины, относящиеся к измерительному зубчатому колесу, снабжают индексом «И».

Исходные данные для расчета: $\alpha_{p,H}$ – углы профиля на рабочей и нерабочей стороне зуба, градусов; β – угол наклона линии зуба, градусов; m – модуль; x – коэффициент смещения контролируемого зубчатого колеса; $x_{и}$ – коэффициент смещения измерительного зубчатого колеса; z – число зубьев контролируемого зубчатого колеса; $z_{и}$ – число зубьев измерительного зубчатого колеса; $E_{НС}$ – наименьшее дополнительное смещение исходного контура контролируемого зубчатого колеса, мкм. Значение $E_{НС}$ определяют, используя ГОСТ 1643–81, по виду сопряжения зубьев, степени точности по нормам плавности и делительному диаметру $d = 2r = mz / \cos \beta$; $E_{НСИ}$ – наименьшее дополнительное смещение исходного контура измерительного зубчатого колеса, мкм. Принимают $E_{НСИ} = 0$, т. е. погрешностью измерительного колеса пренебрегают, так как его выполняют точнее контролируемого не меньше, чем на две степени точности; T_H – допуск на смещение исходного контура контролируемого зубчатого колеса, мкм. Величину T_H определяют по таблицам ГОСТ 1643–81 в зависимости от вида сопряжения зубьев, вида допуска бокового зазора и значения радиального биения зубчатого венца F_r , мкм, которое назначают по тому же стандарту, исходя из величин m , d и степени кинематической точности; $T_{НИ}$ – допуск на смещение исходного контура измерительного зубчатого колеса, мкм. Принимают $T_{НИ} = 0$ по той же причине, что и $E_{НСИ}$.

По известным [10] формулам определим:

$$\alpha_{p,H} = \arctg(\operatorname{tg} \alpha_{p,H} / \cos \beta);$$

$$\alpha_{bP,H} = d \cos \alpha_{p,H};$$



$$x^* = x - (|E_{HS}| + T_H / 2) / (1000m);$$

$$x_{II}^* = x_{II} - (|E_{HSII}| + T_{HII} / 2) / (1000m).$$

При беззазорном зацеплении толщина зуба $S_{t\omega II} = AB$ по дуге начальной окружности измерительного колеса должна быть равна ширине впадины $e_{t\omega} = CD$ по дуге начальной окружности контролируемого колеса и наоборот (рис. 2) $e_{t\omega II} = BE$ должна быть равна $S_{t\omega} = DF$:

$$S_{t\omega II} = e_{t\omega};$$

$$e_{t\omega II} = S_{t\omega}.$$

Суммируя почленно изложенные равенства, получим:

$$p_{t\omega} = S_{t\omega II} + e_{t\omega II} = e_{t\omega} + S_{t\omega} = S_{t\omega II} + S_{t\omega}, \quad (1)$$

где $p_{t\omega}$ – начальный торцовый шаг зубьев:

$$p_{t\omega} = \frac{\pi d_{\omega}}{z} = \frac{\pi d_{\omega II}}{z_{II}} = \frac{\pi(d_{\omega} + d_{\omega II})}{z + z_{II}}. \quad (2)$$

Из рис. 2 и 3 видно, что параметры $S_{t\omega II}$ и $S_{t\omega}$ определены уравнениями:

$$S_{t\omega II} = \left\{ \frac{1}{z_{II}} [\pi + 2x_{II}^* (\operatorname{tg}\alpha_p + \operatorname{tg}\alpha_H)] + \operatorname{inv}\alpha_{tP} + \operatorname{inv}\alpha_{tH} - \operatorname{inv}\alpha_{t\omega IP} - \operatorname{inv}\alpha_{t\omega IIN} \right\} \frac{d_{\omega II}}{2}; \quad (3)$$

$$S_{t\omega} = \left\{ \frac{1}{z} [\pi + 2x^* (\operatorname{tg}\alpha_p + \operatorname{tg}\alpha_H)] + \operatorname{inv}\alpha_{tP} + \operatorname{inv}\alpha_{tH} - \operatorname{inv}\alpha_{t\omega P} - \operatorname{inv}\alpha_{t\omega H} \right\} \frac{d_{\omega}}{2}. \quad (4)$$

Углы профиля на начальных окружностях обоих зубчатых колес одинаковы (рис. 2), поэтому

$$\operatorname{inv}\alpha_{t\omega IP} = \operatorname{inv}\alpha_{t\omega P};$$

$$\operatorname{inv}\alpha_{t\omega IIN} = \operatorname{inv}\alpha_{t\omega H}.$$

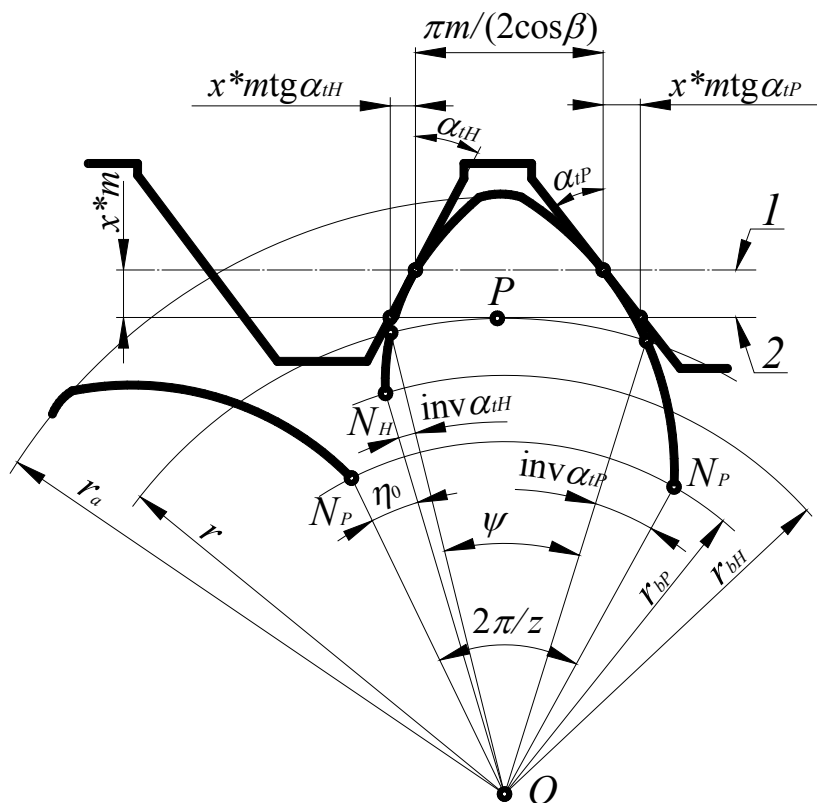


Рис. 3. Схема образования торцевого несимметричного профиля зуба:
 1 – делительная прямая; 2 – начальная прямая; P – полюс зацепления

Подставив выражения (2)–(4) в формулу (1), полученное уравнение делим на $d_{\omega И} / 2$, учитывая, что

$$\frac{d_{\omega}}{d_{\omega И}} = \frac{z}{z_{И}},$$

после преобразования получим:

$$\frac{2}{z + z_{И}} (\operatorname{tg} \alpha_{tP} + \operatorname{tg} \alpha_{tH}) (x^* + x_{И}^*) + \operatorname{inv} \alpha_{tP} + \operatorname{inv} \alpha_{tH} - \operatorname{inv} \alpha_{t\omega P} - \operatorname{inv} \alpha_{t\omega H} = 0. \quad (5)$$

Из построения рис. 2 видно, что

$$\alpha_{t\omega H} = \arccos \left(\frac{d_{bH} \cos \alpha_{t\omega P}}{d_{bP}} \right).$$

Подставив в уравнение (5) вместо $\alpha_{t\omega H}$ последнее выражение, получим:

$$\frac{2}{z + z_{И}} (\operatorname{tg} \alpha_{tP} + \operatorname{tg} \alpha_{tH}) (x^* + x_{И}^*) + \operatorname{inv} \alpha_{tP} + \operatorname{inv} \alpha_{tH} - \operatorname{inv} \alpha_{t\omega P} - \operatorname{inv} \arccos \left(\frac{d_{bH} \cos \alpha_{t\omega P}}{d_{bP}} \right) = 0.$$

Полученное уравнение представим в развернутом виде

$$\begin{aligned} & \frac{2}{z + z_{И}} (\operatorname{tg} \alpha_{tP} + \operatorname{tg} \alpha_{tH}) (x^* + x_{И}^*) + \operatorname{tg} \alpha_{tP} - \alpha_{tP} + \operatorname{tg} \alpha_{tH} - \alpha_{tH} - \operatorname{tg} \alpha_{t\omega} + \alpha_{t\omega} - \\ & - \operatorname{tg} [\arccos (\frac{d_{bH} \cos \alpha_{t\omega P}}{d_{bP}})] + \arccos \left(\frac{d_{bH} \cos \alpha_{t\omega P}}{d_{bP}} \right) = 0, \end{aligned} \quad (6)$$



где углы α_{IP} , α_{IH} , α_{IOP} – в радианах.

Из нелинейного уравнения (6) определим численными методами [16] значение α_{IOP} . Наиболее предпочтительным для применения является метод деления отрезка пополам. Метод типично программируемый, так как вычисления по нему простые и циклические. Он обладает достаточно быстрой сходимостью.

Измерительное межосевое расстояние (рис. 2):

$$a_{\omega И} = \frac{d_{bP} + d_{bPI}}{2 \cos \alpha_{IOP}} = \frac{m(z + z_{II})}{2 \cos \beta} \frac{\cos \alpha_{IP}}{\cos \alpha_{IOP}}.$$

Модуль предельного отклонения размера $a_{\omega И}$:

$$\Delta a_{\omega И} = \Delta x^* \frac{da_{\omega И}}{dx^*} = \frac{T_H}{2m} \frac{da_{\omega И}}{dx^*} = \frac{T_H}{2000} \frac{z + z_{II}}{2 \cos \beta} \cos \alpha_{IP} \frac{\sin \alpha_{IOP}}{\cos^2 \alpha_{IOP}} \frac{d\alpha_{IOP}}{dx^*}.$$

Выражение для $d\alpha_{IOP} / dx^*$ находят из равенства, полученного дифференцированием по x^* уравнения (6):

$$\frac{d\alpha_{IOP}}{dx^*} = \frac{2}{z + z_{II}} (\operatorname{tg} \alpha_{IP} + \operatorname{tg} \alpha_{IH}) / \left[\frac{1}{\cos^2 \alpha_{IOP}} - 1 - \frac{d_{bH} \sin \alpha_{IOP}}{\sqrt{d_{bP}^2 - d_{bH}^2 \cos^2 \alpha_{IOP}}} \left(1 - \frac{d_{bP}^2}{d_{bH}^2 \cos^2 \alpha_{IOP}} \right) \right].$$

Подставив последнее равенство в предыдущее, получим:

$$\Delta a_{\omega И} = \frac{T_H}{2000} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{IP} + \operatorname{tg} \alpha_{IH}}{\cos \beta} \cos \alpha_{IP} \times \\ \times \frac{\sin \alpha_{IOP}}{\cos^2 \alpha_{IOP}} / \left[\frac{1}{\cos^2 \alpha_{IOP}} - 1 - \frac{d_{bH} \sin \alpha_{IOP}}{\sqrt{d_{bP}^2 - d_{bH}^2 \cos^2 \alpha_{IOP}}} \left(1 - \frac{d_{bP}^2}{d_{bH}^2 \cos^2 \alpha_{IOP}} \right) \right].$$

Предельные отклонения измерительного межосевого расстояния: верхнее $A_{a^*e} = \Delta a_{\omega И}$, нижнее $A_{a^*i} = -\Delta a_{\omega И}$.

Для годности измеряемого зубчатого колеса необходимо, чтобы за оборот его измеренное значение отклонения измерительного межосевого расстояния $\Delta a_{\omega Изм}$ находилось в пределах

$$A_{a^*i} \leq \Delta a_{\omega Изм} \leq A_{a^*e}.$$

Заключение

Разработанная методика расчета предельных размеров измерительного межосевого расстояния, служащих для контроля взаимного положения разноименных боковых поверхностей зубьев с несимметричным эвольвентным профилем, позволит обеспечить техническую документацию крупносерийного и массового производства зубчатых колес с такими зубьями научно обоснованными контрольными параметрами.

Литература

1. Вулгаков, Э. Б. Синтез зубчатых колес с несимметричным профилем зубьев / Э. Б. Вулгаков, Г. В. Ривкин // Производство зубчатых колес и вопросы надежности : сб. науч. тр. Омск. политехн. ин-та. – Омск, 1975. – С. 79–86.





2. Вулгаков, Э. Б. Проектирование зубчатых колес с несимметричным профилем зубьев / Э. Б. Вулгаков, Г. В. Ривкин // *Машиноведение*. – 1976. – № 5. – С. 35–39.
3. Вулгаков, Э. Б. Обобщенная область существования эвольвентного зубчатого зацепления с несимметричным профилем зубцов / Э. Б. Вулгаков, Г. В. Ривкин // *Машиноведение*. – 1980. – № 1. – С. 55–59.
4. Иосилевич, Г. Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1981. – 224 с.
5. Василенок, В. Д. Расчет геометрии эвольвентных передач с несимметричным зубом / В. Д. Василенок ; Могилев. машиностр. ин-т. – Могилев, 1981. – 24 с. : ил. – Библиогр.: 9 назв. – Деп. в БелНИИНТИ 08.01.82, № 337.
6. Василенок, В. Д. Определение напряжений изгиба в несимметричных зубьях / В. Д. Василенок ; Могилев. машиностр. ин-т. – Могилев, 1981. – 9 с. : ил. – Библиогр.: 4 назв. – Деп. в БелНИИНТИ 08.01.82, № 338.
7. Болотовский, И. А. Эвольвентные зубчатые колеса с несимметричными зубьями / И. А. Болотовский, О. Ф. Васильева, В. П. Котельников // *Вестн. машиностроения*. – 1984. – № 4. – С. 15–17.
8. Андожский, В. Д. Эвольвентные зубчатые колеса с несимметричным профилем зубьев / В. Д. Андожский, Н. И. Рогачевский // *Вестн. машиностроения*. – 1988. – № 10. – С. 32–34.
9. Рогачевский, Н. И. Параметры зубчатого колеса для контроля взаимного положения разноименных профилей несимметричных зубьев накладным зубомером / Н. И. Рогачевский // *Изв. вузов. Машиностроение*. – 1983. – № 8. – С. 154–156.
10. Рогачевский, Н. И. Определение размера по роликам зубчатых колес с несимметричным профилем зубьев / Н. И. Рогачевский ; Могилев. машиностр. ин-т. – Могилев, 1980. – 62 с. : ил. – Библиогр.: 5 назв. – Деп. в БелНИИНТИ 22.07.80, № 171.
11. Андожский, В. Д. Теория определения размера по роликам / В. Д. Андожский, Н. И. Рогачевский ; Могилев. машиностр. ин-т. – Могилев, 1981. – 75 с. : ил. – Библиогр.: 6 назв. – Деп. в БелНИИНТИ 23.05.81, № 302.
12. Рогачевский, Н. И. Размер по роликам (шарикам) зубчатых колес с несимметричным профилем зубьев / Н. И. Рогачевский // *Машиноведение*. – 1983. – № 5. – С. 35–38.
13. Рогачевский, Н. И. Выбор роликов (шариков) при измерении зубчатых колес / Н. И. Рогачевский // *Изв. вузов. Машиностроение*. – 1985. – № 4. – С. 27–31.
14. Рогачевский, Н. И. Размеры зубчатых колес и секторов по роликам (шарикам) при измерении зубчатых колес / Н. И. Рогачевский // *Изв. вузов. Машиностроение*. – 1986. – № 7. – С. 24–28.
15. Марков, А. Л. Измерение зубчатых колес. Допуски, методы и средства контроля / А. Л. Марков. – Л. : Машиностроение ; Ленингр. отд-ние, 1977. – 279 с.
16. Волков, Е. А. Численные методы : учеб. пособие / Е. А. Волков. – СПб. : Лань, 2008. – 256 с.

Получено 11.09.2013 г.