

УДК 621.85.05-034

В. Ю. Глушко, аспирант, **Н. В. Михайлов**, магистрант
Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР, Россия
Тел./Факс: +7 949 382 23 85; E-mail: tirex_nic@mail.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗУБЬЕВ МУФТ ТРАНСМИССИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

В статье исследованы особенности эксплуатации зубчатых муфт, выявлены факторы, влияющие на распределение нагрузки по пятну контакта, и предложены аналитические зависимости для определения углов контактирования зубьев.

Ключевые слова: зубчатая муфта, контактное взаимодействие, распределение нагрузки, угол контактирования, эвольвентный профиль.

V. Yu. Glushko, N. V. Mikhailov

STUDY OF THE CONTACT INTERACTION FEATURES OF COUPLING TEETH IN TRANSMISSION OF PROCESSING EQUIPMENT

The article examines the features of contact interaction of coupling teeth, identifies factors influencing the load distribution over the contact patch, and proposes analytical dependencies for determining the contact angles.

Keywords: gear coupling, contact interaction, load distribution, contact angle, involute profile.

1. Введение

Зубчатые муфты [1, 2] находят широкое применение в различных машинах и механизмах благодаря их способности передавать значительные крутящие моменты при сравнительно небольших габаритах, простоте конструкции и возможности компенсировать несоосности валов. Однако они имеют существенный недостаток — малую долговечность. Проведенные многочисленные исследования показывают, что около 70...80 % выхода из строя зубчатых муфт при эксплуатации происходит в результате контактных разрушений и износа рабочей поверхности зубьев [3, 4, 5]. Это обусловлено тем, что обычно зубчатые муфты работают в условиях перекосов и смещений осей соединяемых валов, когда нагрузка концентрируется на вершинах и торцах зубьев. Технологические ошибки изготовления и монтажа вызывают дополнительные концентрации нагрузки превышающие допустимые, что и приводит к преждевременному выходу их из строя, поскольку сложившиеся методы расчета являются весьма приближенными ввиду того, что не учитывают реальных условий распределения нагрузки на пятне контакта взаимодействующих зубьев.

Цель работы заключается в выявлении особенностей контактирования и определении влияния их на распределение нагрузки по пятну внутреннего контакта зубьев полумуфты и обоймы.

В соответствии с поставленной целью в работе определены следующие задачи:

1. Выявить особенности контактирования и определить влияния их на распределение нагрузки по пятну внутреннего контакта зубьев муфт с эвольвентным профилем.
2. Разработать структурные схемы, показывающей влияние геометрических, технологических и эксплуатационных факторов на распределение нагрузки по пятну контакта зуба муфты
3. Выявить зависимости для определения максимальных углов контактирования на оси максимального перекоса зуба от геометрических параметров зубьев муфт.

4. Выявить закономерности в распределение нагрузки на пятне контакта позволяющие в дальнейшем разрабатывать методики расчета для определения концентрации нагрузки, учитывающие особенности контакта зубьев муфт.

2. Основное содержание и результаты работы

На рисунке 1 показано зацепление зубчатой муфты с зубьями эвольвентного профиля, которые взаимодействуют в условиях перекосов осей втулки относительно обоймы, в точках А и В – особые положения зубьев втулки относительно зубьев обоймы [3].

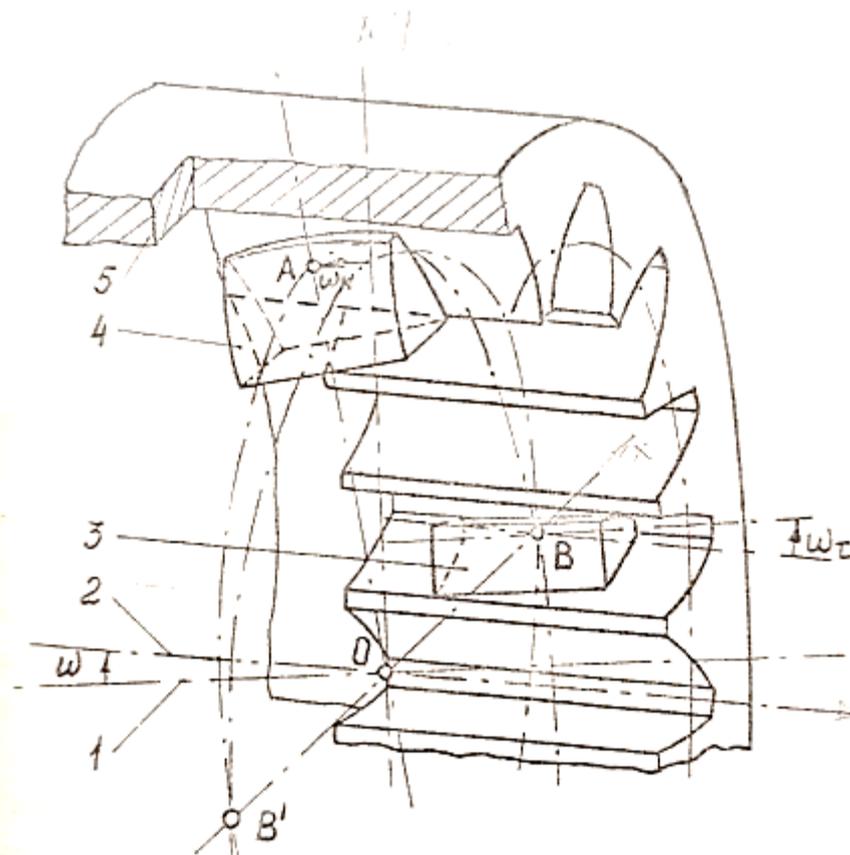


Рисунок 1. Особые положения зубьев втулки относительно зубьев обоймы: 1 – ось втулки, 2 – ось обоймы, 3 – зуб втулки в положении максимального перекоса, 4 – зуб втулки в положении максимального наклона, 5 – обойма

При несоосности соединенных валов втулка перекошена по отношению к обойме на угол ω . В точке А зуб втулки находится в положении максимального наклона, а в точке В, лежащей на оси, расположенной под углом 90° к точке А, следует положение максимального перекоса. При вращении муфты каждый зуб втулки дважды пробегает эти особые положения. Между ними имеет место совмещение перекоса и наклона зубьев.

Отклонение осей зацепления на угол ω вызывает тангенциальные смещения зубьев, которые ведут к появлению неравномерных зазоров между зубьями по периметру соединения. Тангенциальные смещения экстремальны в положении максимального перекоса, поэтому в начальный момент вращения при нагрузке муфты зубья в них имеют первоначальное соприкосновение и наибольшую по величине нагрузку. Чем больше

отклонения осей, а также чем больше жесткость зубьев, тем сильнее концентрируется нагрузка в зонах максимального их перегиба. Кроме того, на тангенциальные смещения накладываются технологические ошибки шагов зубьев, которые также приводят к неравномерному распределению боковых зазоров, и зубья дополнительно нагружаются по периметру неравномерно [3].

Выше было сказано о неравномерности распределения нагрузки по периметру зацепления муфты. Вместе с тем неравномерность распределения нагрузки также имеет место на пятне контакта зубьев, которая влияет на концентрацию контактных напряжений и прочность.

На рисунке 2 изображена структурная схема, показывающая влияние геометрических, технологических и эксплуатационных факторов на распределение нагрузки по пятну контакта зуба муфты. Здесь распределение нагрузки по пятну контакта рассматривается в раздельной взаимосвязи — по ширине и по высоте. Такое разделение принято для того, чтобы лучше выразить влияние различных факторов на характер распределения нагрузки и точнее учесть их действие в дальнейших расчетах.

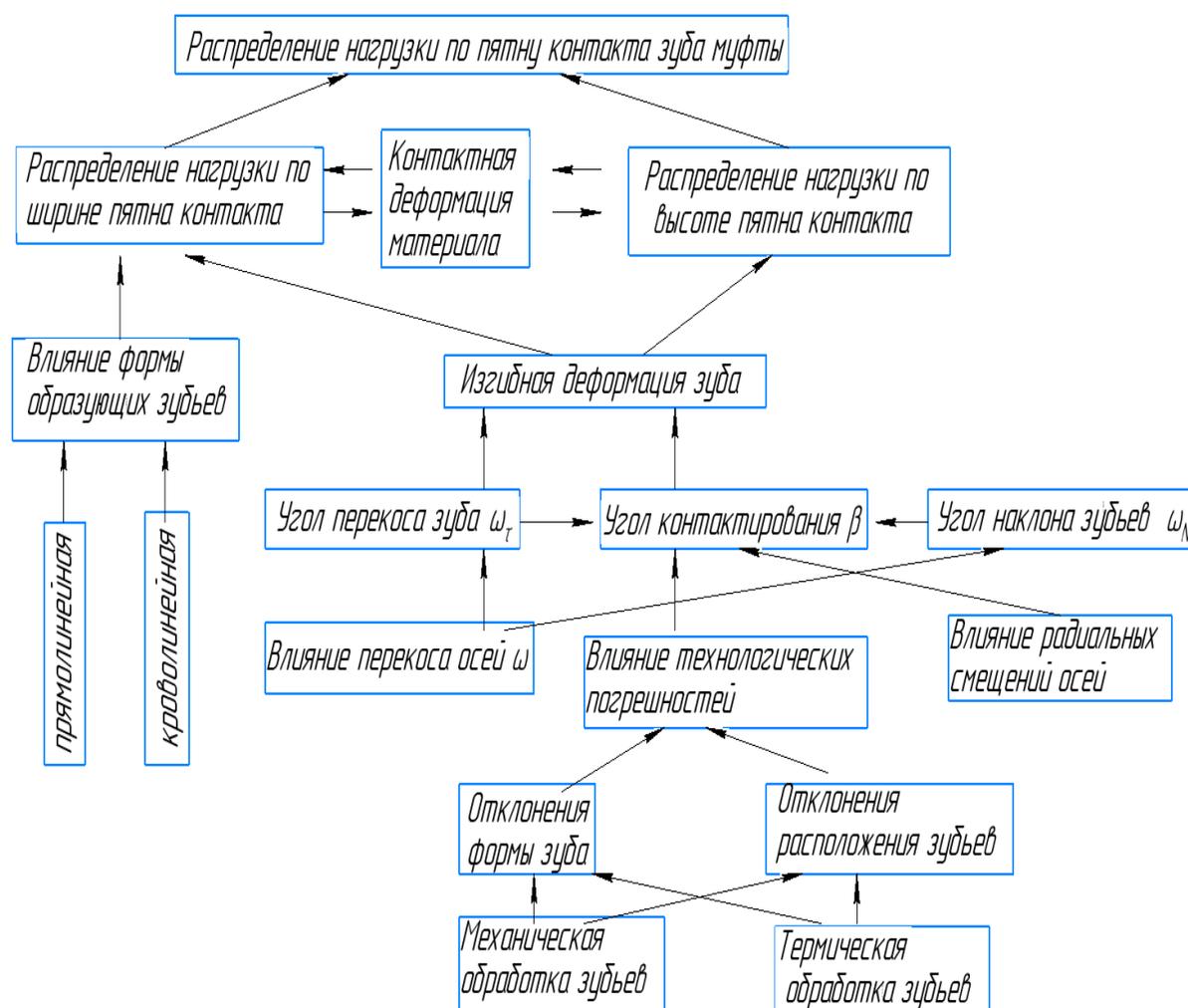


Рисунок 2. Структурная схема влияния основных факторов на распределение нагрузки по пятну контакта зуба муфты

На распределение нагрузки по ширине пятна контакта зуба (по образующей) основное влияние оказывают: форма образующей зуба (радиус кривизны), угол перекоса зуба ω_τ и технологические погрешности изготовления. Сразу отметим, что для зуба втулки с переменной кривизной образующей изменение его перекоса будет вызывать изменение радиуса кривизны образующей в точке контакта, так как зуб втулки поворачивается относительно зуба обоймы.

Технологические погрешности изготовления обуславливают отклонение образующей зуба от идеального положения. Для зубьев муфт с прямолинейными образующими это отклонение можно характеризовать углом отклонения реальной образующей от идеальной или технологическим углом несовпадения образующих зубьев втулки и обоймы ω_τ . Поэтому распределение нагрузки по ширине зубьев с прямолинейными образующими будет зависеть от суммарного угла между их образующими, который определяется по формуле:

$$\omega_\Sigma = \omega_\tau + \omega_\tau,$$

Для зубьев с криволинейными образующими технологические погрешности их изготовления обуславливаются отклонением радиусов кривизны реальной образующей зуба от заданных идеальных значений. Однако в данной работе влияние технологических погрешностей на распределение нагрузки по ширине зуба (по образующей) не рассматривается, так как их действие несущественно по сравнению с влиянием перекоса, который в зависимости от формы образующей зуба оказывает главное влияние. Кроме того, в дальнейших расчетах принято допущение, что взаимодействующие поверхности абсолютно гладкие, а зубья обоймы имеют прямолинейные образующие.

Основное влияние на распределение нагрузки по высоте пятна контакта (по производящему контуру в направлении высоты зуба) оказывает угол контактирования β между эвольвентными профилями (рисунок 3), величина которого зависит от изгибной деформации зубьев и определяется следующими факторами:

1. Углом перекоса зубьев ω_τ .
2. Технологическими погрешностями изготовления зубьев [6, 7, 8].
3. Радиальными смещениями осей втулки относительно обоймы.
4. Углом наклона зуба ω_N (рисунок 1).

В дальнейших расчетах распределения нагрузки по пятну контакта последним фактором пренебрегаем, так как прочностной расчет муфт производится для зубьев, находящихся на оси максимальных перекосов (рисунок 1), где действует наибольшая нагрузка и углы наклона их отсутствуют.

Исследования, в условиях производства и на натурных образцах зубчатых муфт на экспериментальном стенде ДПД для испытаний зубчатых муфт, позволили установить, что при эксплуатации их площадка контакта может находиться на вершине зуба обоймы (рисунок 3, а), на вершине зуба втулки (рисунок 3, б) или в редких случаях равномерно распределена по высоте взаимодействующих зубьев (рисунок 3, в). При этом наихудшим случаем контактирования является такой, когда площадка контакта выходит на вершину зуба обоймы. Так как при равных условиях нагружения жесткость зуба обоймы выше, чем зуба втулки, поэтому при взаимодействии зуба втулки по вершине зуба обоймы угол β будет больше, чем при взаимодействии зуба обоймы по вершине зуба втулки, и нагрузка будет более концентрированной.

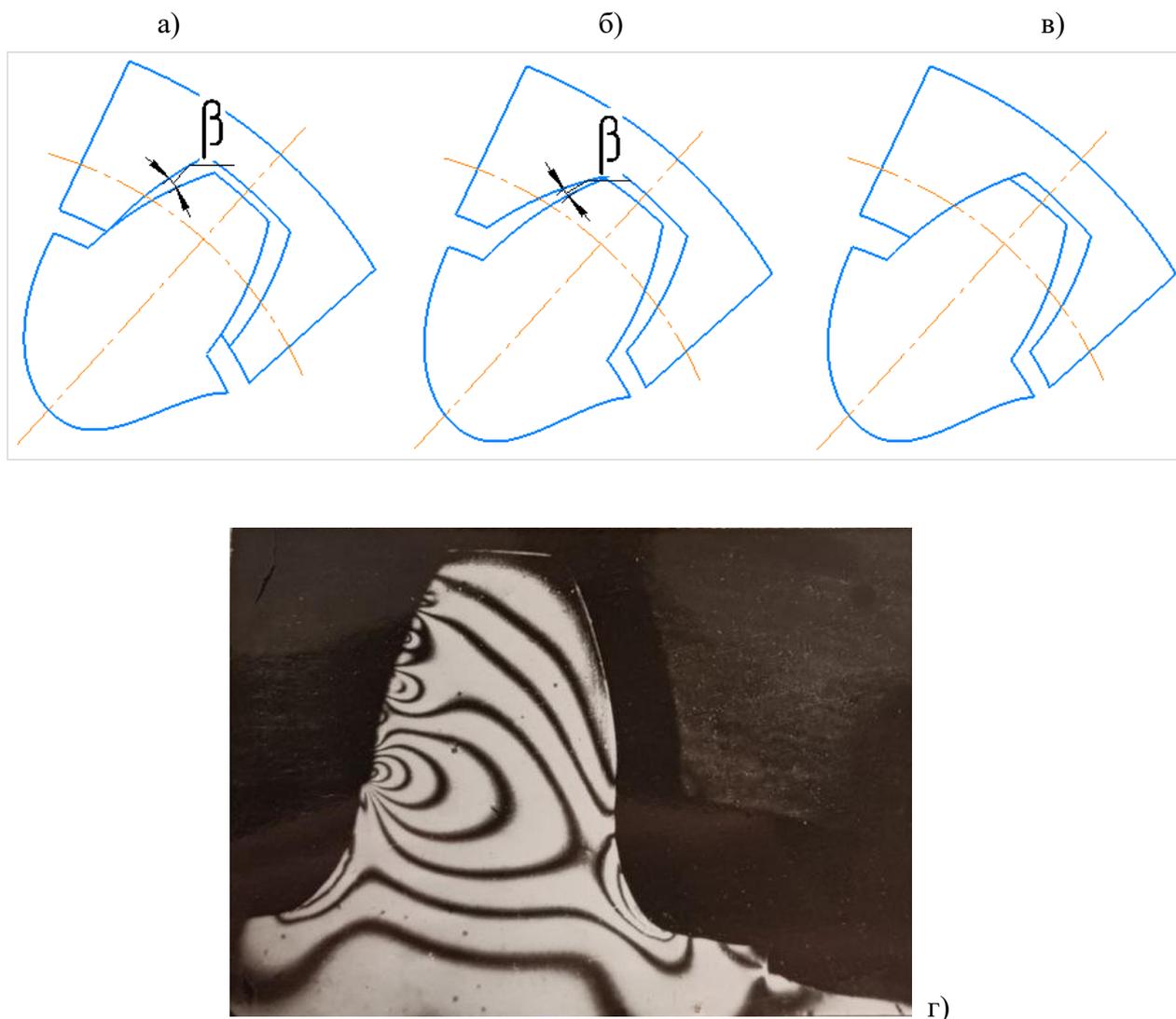


Рисунок 3. Зацепление пары зубьев: а – $\beta > 0$; б – $\beta < 0$; в – $\beta = 0$; г – интерференционная картина полос в поляризованном свете на зубе втулки при $\beta = 0,00218$ рад, $P = 120$ Н ($z = 24$, $m = 5$ мм, $B = 20$ мм, исходный контур по СТ СЭВ 308-76)

Суммарный угол контактирования β между эвольвентными профилями зубьев, обусловленный описанными выше факторами, определен аналитически по методу "максимум-минимум":

$$\beta = \beta_1 + \beta_2 + \beta_3, \tag{1}$$

где β_1 – элементарный угол контактирования между эвольвентными профилями зубьев, возникающий от перекоса зуба втулки относительно зуба обоймы;

β_2 – элементарный угол контактирования, возникающий от технологических погрешностей изготовления зубьев;

β_3 – элементарный угол контактирования, возникающий от смещения осей втулки относительно обоймы.

Элементарный угол контактирования β_1 , возникающий от перекоса осей втулки относительно обоймы, определен по формуле:

$$\beta_1 = \frac{\Delta S}{r} \quad (2)$$

где ΔS – нормальный боковой зазор между эвольвентными поверхностями зубьев, возникающий от их тангенциальных смещений;

r – радиус делительной окружности зубьев зацепления.

Воспользовавшись формулами работы [1] для определения величины ΔS , находим углы контактирования β_1 :

– для зуба втулки с криволинейной образующей (зуб обоймы с прямолинейной образующей):

$$\beta_1^K = \left(\frac{R_1}{r} - \sin \alpha_\omega \right) \frac{\omega^2}{2} \cos^2 \psi, \quad (3)$$

– для зуба втулки с прямолинейной образующей:

$$\beta_1^\Pi = \frac{B\omega}{2r} \cos \psi, \quad (4)$$

где R_1 – главный радиус кривизны боковой поверхности зуба;

α_ω – угол зацепления;

ω – угол перекоса осей втулки относительно обоймы;

ψ – полярный угол, координирующий положение зуба в зацеплении;

B – ширина зубчатого конца втулки.

Для зубчатых муфт выпускаемых на ряде машиностроительных заводов он находится в следующих пределах:

$$-0,000977 \text{ рад} < \beta_2 < 0,001498 \text{ рад}, \quad (5)$$

Значительное влияние на угол контактирования β между эвольвентными профилями оказывает элементарный угол контактирования β_3 , возникающий от радиальных смещений осей втулки относительно обоймы. Максимальная величина элементарного угла контактирования β_3 на оси максимального перекоса зуба определяется по следующей формуле:

$$\beta_3 = \pm \left[\arctg \left(\frac{2e_1}{r_B} + tg^2 \arccos \frac{r_B}{r_{a2,1}} \right)^{\frac{1}{2}} - \arccos \left(\frac{r_B}{r_{a2,1}} \right) \right], \quad (6)$$

где e_1 – величина радиального смещения осей втулки относительно обоймы;

r_B – радиус основной окружности зубьев зацепления;

$r_{a2,1}$ – радиус вершин зубьев обоймы или втулки.

При нахождении β_3 в выражении (6) следует подставлять значение r_{a2} или r_{a1} при взаимодействии зубьев по вершине зуба обоймы или втулки, если

ось обоймы смещена относительно оси втулки в направлении к рассматриваемому зубу или к противоположному.

В выражениях (5) и (6) знак плюс указывает на то, что контакт осуществляется по вершине зуба обоймы, а знак минус — по вершине зуба втулки.

При малых углах контактирования β (до 0,01 рад) площадка контакта по высоте зуба может распределяться на значительную часть эвольвентного профиля (рисунок 3, г). При этом распределение контактной нагрузки не будет соответствовать распределению по Герцу, так как в основе его теории положено допущение, что пятно контакта весьма мало по сравнению с размерами сжимаемых тел. Кроме того, нагрузка на пятно контакта вызывает прогиб зуба, соизмеримый с контактным сближением, что весьма существенно снижает контактные напряжения по сравнению с определяемыми по Герцу, так как происходит деформация поверхности зуба, которая влияет на напряжение в контакте.

3. Заключение

Таким образом, распределение нагрузки на пятне контакта зуба муфты имеет специфические особенности, обусловленные тем, что радиусы кривизны эвольвентных профилей взаимодействующей пары зубьев близки, кроме того оказывают влияние эксплуатационные и технологические факторы. Поэтому для определения концентрации нагрузки на пятне контакта зуба муфты необходимо разработать методику ее расчета, учитывающую в полном объеме описанные выше явления.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Айрапетов, В. Л., Косарев О. И. Зубчатые муфты. - М.: Наука, 1982. - 128 с.
2. Громан, М. Б., Зак П. С. Форма и контактное напряжение бочкообразного зуба. – Вестн. машиностроения, 1976, № 5, с. 42–45.
3. Pahl G. Operational Axial Forces of Tooth Couplings, Proceedings of the World Congress on Theory of Machines and Mechanisms, 5, New York, Montreal, 1979, p. 177-180.
4. Калашников, А. С. Современные методы чистовой обработки зубьев цилиндрических колес / А. С. Калашников // Металлообработка. Оборудование и инструмент для профессионалов. Международный информационно-технический журнал. – Харьков, 2007. – № 5. – С. 38-42.
5. Кириченко, И. А. Обкатка зубьев цилиндрических колес обкатниками, полученными в пространственном станочном зацеплении / И. А. Кириченко, В. А. Витренко, М. А. Должков // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2000. – Вып. 15. – С. 30-33.
6. Павлов, А. М. Непосредственная связь радиусов кривизны зубьев в пространственных зацеплениях // Зубчатые и червячные передачи. – Л.: Машиностроение 1968. – С. 24–35.
7. Рябченко, С. В. Шлифование зубчатых колес тарельчатыми кругами // Журнал «Оборудование и инструмент для профессионалов» Серия «Металлообработка». – 2/2014. – С. 14-15.
8. Александров, И. В. Исследование влияния различных факторов на контактную выносливость зубчатых колес в тяжелом машиностроении / И. В. Александров, А. И. Волошин, В.Ф. Колесник, В.Н. Стрельников // Вестник НТУ «ХПИ». — Харьков, 2006. — Вып. 22. — С.5 — 9.

Поступила в редколлегию 19.05.2025 г.