

Министерство образования и науки Украины  
Донбасская государственная машиностроительная академия

УДК 621.9

КОШЕЛЕВА АЛИНА ДМИТРИЕВНА

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКРАТНОСТИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ  
ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ВЕРТИКАЛЬНО-ФРЕЗЕРНЫХ  
ОБРАБАТЫВАЮЩИХ ЦЕНТРОВ

8.05050301 – металлорежущие станки и системы

Автореферат магистерской работы

Краматорск – 2014

Работа выполнена на кафедре «Компьютеризированные мехатронные системы, инструменты и технологии» Донбасской государственной машиностроительной академии Министерства образования и науки Украины.

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор  
Клочко Александр Александрович

Защита состоится «22» декабря 2014 г. в 11<sup>00</sup> часов на заседании Государственной экзаменационной комиссии в Донбасской государственной машиностроительной академии по адресу: г. Краматорск, б-р Машиностроителей, 34, корп. № 3, ауд. 3308.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность темы.** Постоянное совершенствование металлорежущего оборудования требует высокого уровня качества их составных частей, в частности, зубчатых колес. Современные вертикально-фрезерные обрабатывающие центры способны работать на высоких скоростях резания, при этом зубчатые колеса, которые входят в состав их редукторов должны иметь высокую плавность и износостойкость, чтобы в процессе фрезерования обеспечить высокое качество обработки. Данное направление практически не изучено отечественными авторами, поэтому нуждается в научных разработках и исследованиях.

**Связь с научными программами, планами, темами.** Работа выполнена на кафедре «Компьютеризированные мехатронные системы, инструменты и технологии» Донбасской государственной машиностроительной академии (ДГМА) и является составной частью научных исследований, проведенных кафедрой в рамках комплексного плана исследований Министерства образования Украины по проблеме разработки прогрессивных конструкций передач станков. Результаты магистерской работы использованы при исполнении госбюджетной темы: «Повышение качества и эффективности станочного оборудования и режущего инструмента для тяжелого машиностроения» (№ госрегистрации, 0102U001664, 20..-20.. гг., ДГМА).

**Целью исследования** является создание высокоскоростных, тяжело нагруженных новых видов зубчатых передач, обладающих повышенной износостойкостью, плавностью работы, низкими шумовыми характеристиками.

### **Задачи исследования:**

1. Проанализировать причины разрушения зубчатых колес и выделить основные направления повышения износостойкости и несущей способности зубчатых колес.

2. Установить влияние передаточного отношения зубчатых колес фрезерных станков на износостойкость, высокую плавность и долговечность зацепления.

3. Выполнить анализ и синтез некратных зубчатых зацеплений, определить их конструктивные параметры.

4. Разработать методику и программу расчета подбора некратных зубчатых зацеплений для приводов высокоскоростных вертикально-фрезерных обрабатывающих центров.

5. Теоретически обосновать влияние модификации профиля зубьев на снижение динамических нагрузок передачи.

6. Сформулировать рекомендации по применению разработанного некратного зубчатого зацепления.

**Объект исследования:** цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи, которые преимущественно применяются в приводах вертикально-фрезерных обрабатывающих центров.

**Предмет исследования:** оценка влияния геометрических параметров зубчатого зацепления на износостойкость, высокую плавность и долговечность передач.

**Методы исследования.** Решение перечисленных задач осуществлено на основе общих положений и методов теории резания, теории трения и изнашивания, теории вероятности и математической статистики.

**Научная новизна полученных результатов:**

1 Разработана методология расчета геометрии цилиндрических зубчатых передач с некрatным зацеплением.

2. Доказана возможность увеличения износостойкости, плавности и долговечности в некрatном зацеплении в сравнении с кратным зацеплением при проектировании приводов обрабатывающих центров на основе некрatных зубчатых передач.

**Практическое значение полученных результатов:**

- в разработке научно обоснованных требований к зубчатым передачам приводов вертикально-фрезерных обрабатывающих центров;
- в методиках и программах по внедрению некрatных зубчатых зацеплений в приводы обрабатывающих центров.

**Достоверность полученных результатов.** Достоверность полученных результатов работы обеспечивается точностью постановки задач, использованием математически корректных методов исследования.

**Личный вклад соискателя** состоит в формулировке цели и задач работы; разработке методов их решения; проведении экспериментальных исследований. Вклад автора в работы, выполненные в соавторстве, состоял в непосредственном участии во всех стадиях работы, включая постановку задачи, выполнения теоретических и экспериментальных исследований.

**Апробация работы.** Основные положения и результаты магистерской работы докладывались на XII международной научно-технической конференции «Тяжелое машиностроение. Проблемы и перспективы развития» (г. Краматорск, 2014).

**Публикации.** По результатам магистерской работы опубликовано 2 работы, среди них: 1 – в специализированном издании ВАК Украины и 1 тезисы докладов.

**Структура и объем работы.** Магистерская работа состоит из введения, семи разделов, общих выводов, библиографического списка из 43 наименований и одного приложения. Основной текст изложен на 127 страницах машинописного текста, включающих 63 рисунка, 16 таблиц. Общий объем работы составляет 147 страниц.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность магистерской работы, поставлена цель и сформулированы задачи исследования, научная новизна и практическая значимость.

**В первом разделе** произведен анализ объекта исследования – вертикально-фрезерного обрабатывающего центра VDF-1200. Посредством изучения основных геометрических и кинематических параметров зубчатых колес ОЦ отмечено, что зубчатые колеса подвергаются неравномерному изнашиванию (рис. 1), вследствие чего имеют низкую плавность и долговечность.

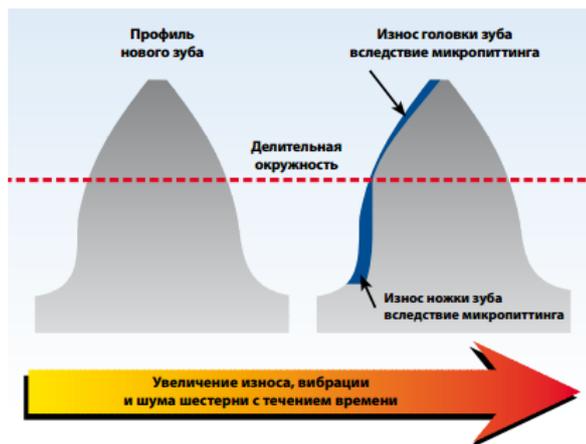


Рис. 1 – Прогрессирование износа зуба шестерни

При больших скоростях скольжения возможность заедания определяется соотношением времени, необходимого для взаимодействия смазочной среды с микроучастками чистого металла, и среднего времени прохождения микроучастков, одновременно обнажаемых на поверхности трения, между последовательными актами их контактирования с микроучастками сопряженной поверхности. Поэтому, хотя превышение критических для конкретного случая тяжело нагруженного контакта значений нагрузки, скорости или температуры всегда вызывает недопустимо интенсивное изнашивание и (или) заедание.

Основным объектом исследования избрали скоростные прямозубые зубчатые пары средних типоразмеров (рис.2), т. к. это наиболее массовый вид высших кинематических пар, работоспособность которых зависит от условий контактно-гидродинамической смазки.



Рис. 2 – Эвольвентные зубчатые пары основных типоразмеров:  $m = 3; 4$  и  $5$  мм;  $z_1 = 16 \dots 21$ ;  $z_2 = 32 \dots 52$ ;  $b=10$  мм;  $a = 100 \dots 150$  мм; степень точности 6 - 7 по ГОСТ 1643—81

**Во втором разделе** дипломной работы выполнен анализ основных видов отказов зубчатых колес. Разрушения зубчатых колес зачастую происходят в связи с неравномерным изнашиванием зубьев вследствие применения стандартных передаточных отношений. Выяснили, что для обеспечения долговечности, повышения износостойкости и повышения плавности работы зубчатых колес необходимо создать такие условия их контактирования, при которых каждый зуб ведущего колеса в процессе работы входил бы в зацепление с каждым зубом ведомого колеса в определенной последовательности.

После изучения материалов (табл. 1), применяемых для изготовления зубчатых колес ОЦ было выявлено, что для обеспечения стабильной работы зубчатых пар необходимо при изготовлении зубчатых колес использовать стали с твердостью рабочих поверхностей  $H < HB 350$ . Стали с такой твердостью обеспечивают высокую приработку зубьев, в результате чего погрешности, допущенные при нарезании зубьев и сборке передачи, частично устраняются в процессе приработки.

**В третьем разделе** был проведен анализ существующих конструкций шпиндельных узлов вертикально-фрезерных обрабатывающих центров. Т. к. зубчатые колёса имеют передаточные числа с кратностью целых чисел, то на высоких окружных скоростях определённые группы зубьев ведущего колеса контактируют только с определёнными группами зубьев зацепляемого ведомого колеса.

В силу технологических причин, зубчатые колёса имеют отклонения от параметров точности, эти погрешности передаются на сопрягаемые ведомые зубчатые колёса с определённым циклом вращения, который соответствует передаточному числу. Погрешности не распространяются на остальные зубья, т.е. группа зубьев ведущего колеса постоянно зацепляется с определённым количеством зубьев ведомого колеса. Такое зацепление зубчатых колёс создаёт неравномерный износ всех зубьев (рис. 3) и вызывает увеличение динамических нагрузок, связанных со снижением плавности и повышением шумовых характеристик, что в конечном итоге приводит к созданию микротрещин, макротрещин и к отказам зубчатых колёс.

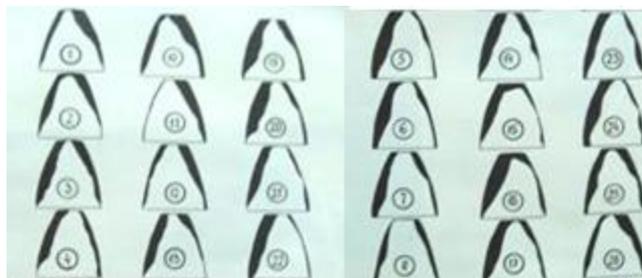


Рис. 3 – Профили изношенных зубьев передачи спередаточным отношением  $u=2$

В результате исследования была предложена методика расчёта повышения износостойкости, долговечности и повышения плавности работы за счёт создания и прогнозирования определённых передаточных чисел, которые определяют некрatность зацепления и обеспечивают работу зубьев ведущего зубчатого колеса со всеми зубьями ведомого зубчатого колеса.

Исследуя основные виды отказов цилиндрических зубчатых колес, выяснили, что для обеспечения долговечности, повышения износостойкости и повышения плавности работы зубчатых колес необходимо создать такие условия их контактирования, при которых каждый зуб ведущего колеса в процессе работы входил бы в зацепление с каждым зубом ведомого колеса в определенной последовательности (рис. 4)



Рис. 4 – Предлагаемая некрatная схема зацепления зубчатых колес привода главного движения станка VDF-1200:  $u= 3,19047$

При кратном зубчатом зацеплении (когда в передаче крутящего момента участвуют только определенные пары зубьев) очень часто возникает микропиттинг поверхностей зубчатых колес (рис. 5). Микропиттинг – это явление поверхностной усталости, в основном наблюдающееся на контактирующих поверхностях зубьев шестерен. Микропиттинг приводит к разрушающему износу, который может начаться уже в первые несколько часов работы.

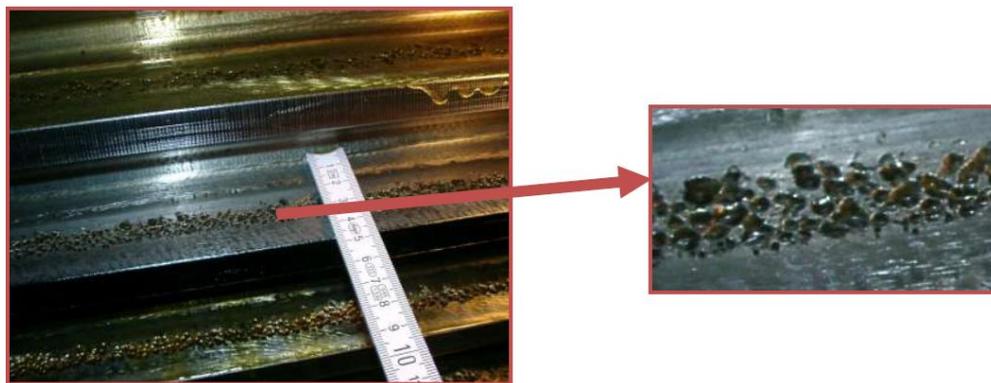
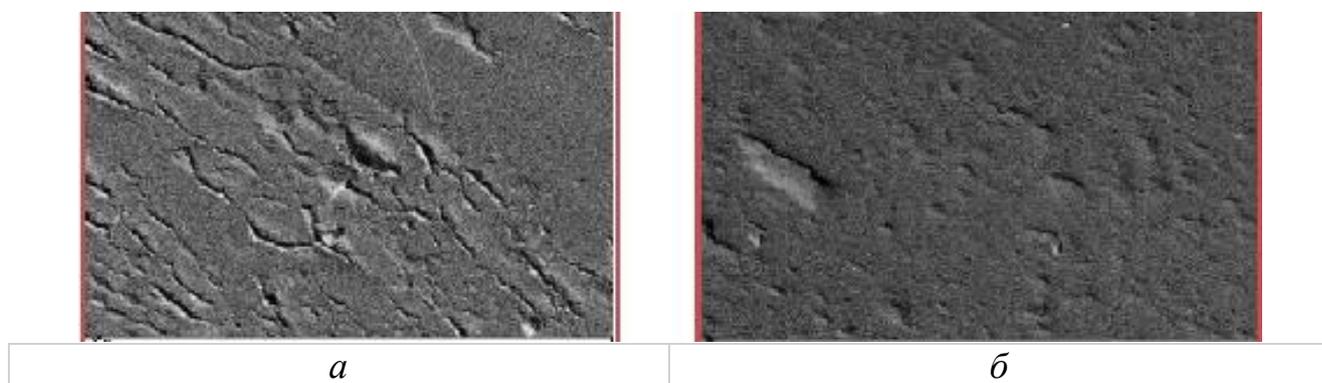


Рис. 5 – Кратные зубчатые колеса, поврежденные микропиттингом

Для того, чтобы избежать образования микропиттинга, необходимо использовать зубчатые пары с некрatным передаточным отношением, что будет обеспечивать участие всех зубьев в работе и, как следствие, равномерное изнашивание, а также выбрать смазочный материал, предназначенный для предотвращения микропиттинга (рис. 6).



*а* – с кратным передаточным отношением; *б* – после замены на некрatную пару

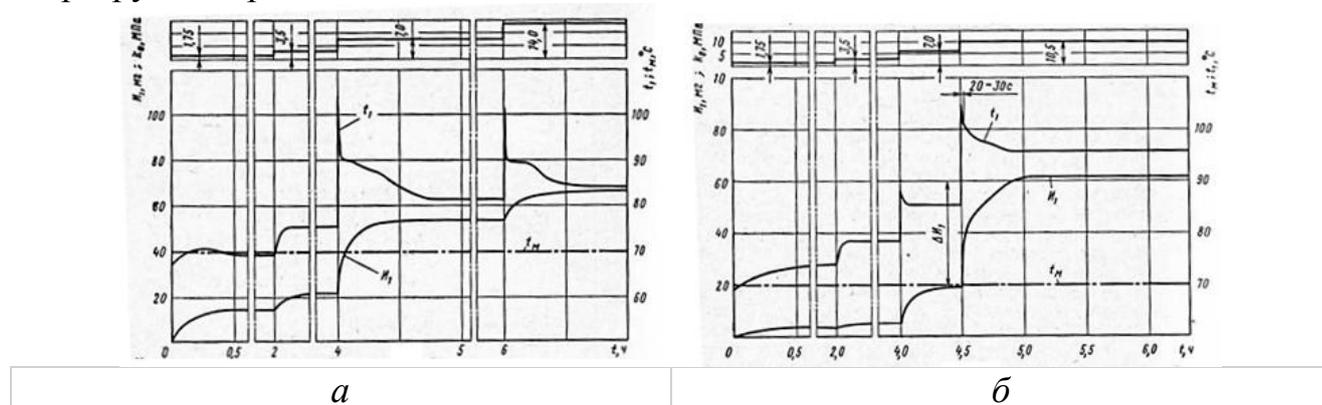
Рис. 6 – Контактная поверхность зубчатых колес, подверженных питтингу, привода главного движения

На рис. 6, *б* показан результат внедрения зубчатой пары с некрatным зацеплением, срок службы которой на момент исследования составил 12 месяцев. Как можно заметить, микропиттинг распространяется с гораздо меньшей скоростью, чем при кратном зацеплении. В следствие чего обеспечивается также и высокая плавность зацепления, т. к. контактирующие поверхности зубьев изнашиваются меньше благодаря равномерному распределению нагрузки.

Испытания зубчатых пар с некрatным зацеплением в условиях кратковременных перегрузок (рис. 7) особенно ярко продемонстрировали исключительную роль первых минут работы или первых циклов нагружения неприработанных зубчатых колес (при замене кратных колес на некрatные), в течение которых реализуется подавляющая доля приработочного износа и устанавливается характерная шероховатость рабочих поверхностей зубьев.

Шестерни и колеса зубчатых пар были изготовлены из стали 12ХН3А с цементированными на глубину 0,8—1,2 мм и закаленными зубьями, твердость рабочих поверхностей зубьев шестерен после объемной закалки *HRC* 52—58, колес после закалки с нагревом т. в. ч. *HRC* 50—55. Профиль головки зубьев

модифицирован согласно ГОСТ 13755—81: глубина модификации зубьев шестерен 0,02 мм, колес 0,05 мм. После шлифования точность зубчатых колес соответствовала степеням 6 и 7 по ГОСТ 1643—81, шероховатость – 7-му классу по ГОСТ 2789—73,  $Ra = 0,8 \dots 1,2$  мкм. Длительность каждой перегрузки  $t_{II} = 18$  с близка к граничной, ниже которой рекомендуется [] исключить перегрузки из расчета.



*a* и *б* — при различной интенсивности приработочного изнашивания  
 Рис. 7 – Характерные кривые износа шестерен и изменения температуры их зубьев при резких повышениях постоянной нагрузки

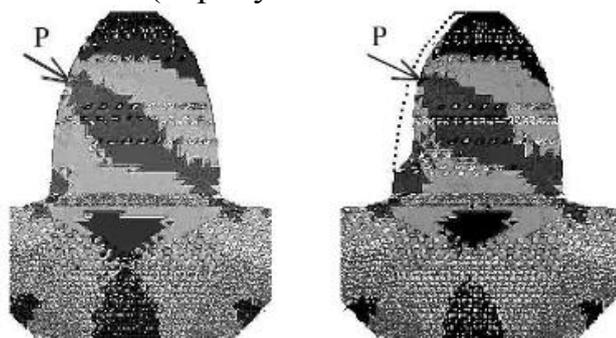
Поскольку в течение действия первых перегрузок реализуется 80—90% приработочного износа, а после пяти—семи перегрузок отделение металла прекращается, такие режимы можно использовать для ускорения приработки (обкатки) новых редукторов. Роль кратковременных перегрузок в условиях проведенных испытаний оказалась благоприятной с точки зрения результативности приработочного изнашивания зубьев. Благодаря их действию уже в течение первых 300—600 оборотов шестерен изнашивались участки рабочих поверхностей зубьев с локальной концентрацией нагрузки, вызванной погрешностями их формы или кромочным контактированием. Быстрое сглаживание рабочих поверхностей обеспечивало установление безыносного режима работы при меньшей величине приработочного износа, по сравнению со случаем действия постоянной нагрузки того же уровня.

**В четвертом разделе** была спроектирована некратная зубчатая передача с передаточным отношением  $u = 2,346$ , удовлетворяющая требованиям, которые предъявляются к высокоскоростным передачам, а именно: обеспечение максимально возможных нагрузок, которые могут быть переданы при безыносной работе зубчатых колес (рис. 8).



Рис. 8 – Принятое некратное зубчатое зацепление:  $z_1 = 26$ ,  $z_2 = 61$

Нарис. 9 и 10 четко видно, что концентрация изгибных напряжений в зубе при некратном зацеплении сосредоточена на переходных радиусах от эвольвент к диаметру впадин, причем, в нижней точке активного модуля приведенные изгибные напряжения минимальны. Если использовать кратное зацепление, износ поверхностей зубьев наступает значительно быстрее, при этом концентратором напряжений становится нижняя точка активного профиля зуба, и в опасном сечении напряжения, как говорилось выше, увеличиваются незначительно (на рисунках эти области темные).

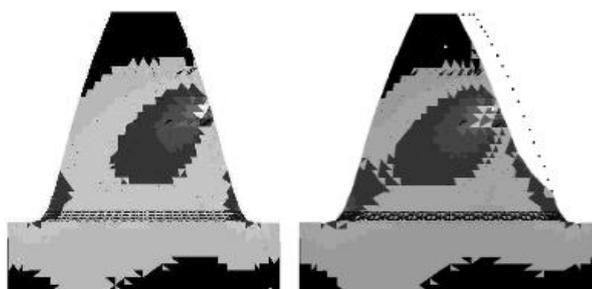


*a*

*б*

*a* – при некратном зацеплении с колесом; *б* – при кратном зацеплении, износ зуба составляет 20% по делительному диаметру

Рис. 9 – Распределение приведенных напряжений в нормальном сечении зуба шестерни при  $m=10$  мм,  $z=26$



*a*

*б*

*a* – зуб при некратном зацеплении; *б* – при кратном зацеплении зуб изношен 20% по делительному диаметру

Рис. 10 – Распределение приведенных напряжений в нормальном сечении зуба колеса при  $m=10$  мм,  $z=61$

Модификация профиля также существенно снижает динамическую нагрузку; в худшем случае, если в эксплуатации модифицированные участки зубьев изнаются, динамическая нагрузка расти не будет, так как скажется положительное влияние приработочного износа и уменьшение действующих погрешностей.

Характер приведенных на рис. 11 кривых  $L_1 = f(k_2)$  и  $L_2 = f(k_2)$  подтверждает резкую зависимость долговечности зубчатых колес от степени концентрации нагрузки по ширине венца. Реальному диапазону  $k_2 = 1,1 \dots 2,4$ , имеющему место в этих передачах, соответствует изменение долговечности шестерен и колес в 2,7 и в 2,2 раза соответственно.

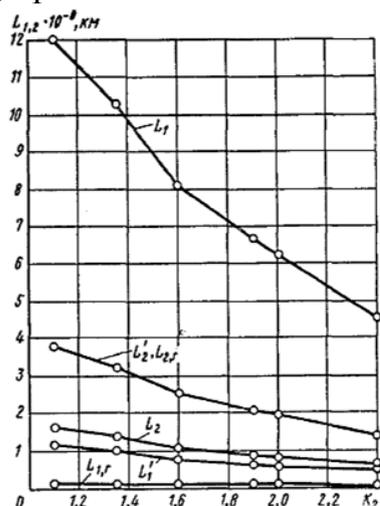


Рис. 11 – Кривые зависимости расчетной долговечности зубчатых колес от коэффициента концентрации нагрузки по длине контактных линий

**В пятом разделе** проведено сравнение кривых износа шестерен, которое показывает более благоприятный характер изнашивания и меньший интегральный износ некрайних шестерен с модификацией зубьев, чем не имеющих модификации. Однако при статистическом усреднении  $n_{Iкр}$  для обоих типов передач эти величины оказались в пределах наблюдавшегося разброса, поскольку значения  $n_{Iкр}$  устанавливались только по скорости изнашивания, возникающей после очередного прироста частоты вращения, без учета ранее наблюдавшихся скоростей изнашивания и достигнутого интегрального износа.

В целом можно считать, что особенности метода ступенчатого повышения частоты вращения не привели к завышенной оценке несущей способности зубчатых пар. Благодаря такому подходу резко уменьшилась возможность достижения критических ситуаций, вызванных влиянием побочных факторов, а не только частоты вращения, и соответственно тепловых явлений в контакте зубьев.

После работы при этих режимах, к началу основного испытания значение интегрального износа шестерен не превышало пределов, характерных для этого типоразмера зубчатых пар, но качество рабочей поверхности зубьев было намного хуже, чем после приработки при меньших частотах вращения и постепенно нарастающих нагрузках (отсутствовал зеркальный блеск, на головках и ножках зубьев наблюдались грубые следы начального заедания).

## ВЫВОДЫ

1. Расчет передаточного отношения зубчатых колес фрезерных станков зачастую сводится к подбору таких чисел зубьев, при котором обеспечивается неравномерное изнашивание зубьев.

2. Разрушения зубчатых колес зачастую происходят в связи с неравномерным изнашиванием зубьев, поэтому необходимо учитывать некратность зубчатого зацепления. При внедрении в приводы станка некратных зубчатых колес, их выход из строя наблюдается значительно реже, чем при использовании зубчатых зацеплений с целыми передаточными числами.

3. При замене зубчатых зацеплений на некратные повышается износостойкость передачи, что позволяет работать с высокими скоростями резания, оказывая положительное влияние на производительность фрезерных обрабатывающих центров.

4. В результате исследования была спроектирована некратая зубчатая передача с передаточным отношением  $u = 2,346$ , удовлетворяющая требованиям, которые предъявляются к высокоскоростным передачам, а именно: обеспечение максимально возможных нагрузок  $q_{\delta u}$ , которые могут быть переданы при безыносной работе зубчатых колес; близость значений  $q_{\delta u}$  в расчетных точках на ножках зубьев шестерни и колеса; условия, способствующие выравниванию износостойкости в крайних точках линии зацепления, т. е. существенно меньшие скорости скольжения на ножках зубьев шестерни, чем на ножках зубьев колеса, где эффективные радиусы кривизны больше, чем на ножках шестерни.

5. Закономерности, полученные при испытаниях некратных зубчатых передач конкретных типоразмеров и качества, представляют наиболее показательный материал, необходимый для выбора предельных и оптимальных условий работы передач (скорости резания, режима и способа смазки, выбора материалов, обеспечивающих высокую плавность и долговечность передач).

## СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ ПО ТЕМЕ МАГИСТЕРСКОГОДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

1. Клочко А. А., Кошелева А. Д. Исследование некратности зацепления зубчатых передач высокоскоростных вертикально-фрезерных обрабатывающих центров / Вестник ДГМА, 2014.
2. Кошелева А. Д. Исследование некратности зацепления зубчатых передач высокоскоростных вертикально-фрезерных обрабатывающих центров / Студенческий Вестник. –Краматорск : ДГМА, № .-с.