

Приведенная нормальная кривизна контактирующих поверхностей зубьев в направлении, перпендикулярном линии контакта:

$$\chi_{пр} = \frac{(R_1 + R_2) \cdot f_2'(\lambda, P_y)}{\left[(f_1'(\lambda, P_x))^2 + (f_2'(\lambda, P_y))^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \times \left[R_1 + \frac{f_1(\lambda, P_x)}{f_2'(\lambda, P_y)} (\Omega_2' \cdot \cos^2 \beta + f_2'(\lambda, P_y) \cdot \sin^2 \beta) \right] \times \left[(\Omega_2')^2 \cos^2 \beta + (f_1'(\lambda, P_x))^2 + (f_2'(\lambda, P_y))^2 \cdot \sin^2 \beta \right] \times \left[R_2 - \frac{f_1(\lambda, P_x)}{f_2'(\lambda, P_y)} (\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(\lambda, P_y) \cdot \sin^2 \beta) \right] \quad (9)$$

Как видно из приведенных формул, описание рабочих поверхностей зубьев и все приведенные геометро-кинематические показатели зависят от координат управляющих точек.

На основании предложенной теории и полученного математического обеспечения была разработана компьютерная программа, позволяющая осуществлять многокритериальный интерактивный синтез передач зацеплением. Интерфейс программы приведен на рисунке.

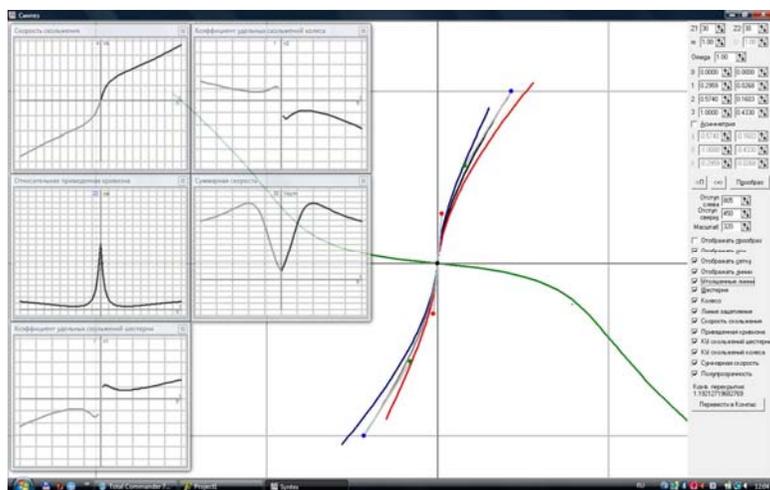


Рисунок – Интерфейс программы многокритериального интерактивного синтеза передач зацеплением

Выводы. Разработано математическое обеспечение многокритериального интерактивного синтеза передач зацеплением. Новый подход к управлению параметрами позволяет повысить эффективность процесса синтеза, унифицировать описание геометрии производящей поверхности, визуализировать дина-

мически изменяемые значения критериев синтеза, создавать компьютерные модули современных систем поверхностного и твердотельного моделирования.

Список литературы: 1. Litvin, F.L. Gear Geometry and Applied Theory. Prentice hall, Englewood Cliffs. – NJ, 1994. – 724с. 2. Шишов В.П. Високонвантажени циліндричні передачі з двоопукло-ввігнутими зубьями. Монографія / В.П. Шишов, П.Л. Носко и др. – Луганськ: Вид-во СНУ ім. В.Далі, 2005. – 216с. 3. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 4. Шевелева Г.И. Теория формообразования и контакта движущихся тел. Монография. – М.: Изд-во "Станкин", 1999. – 494с. 5. Бабичев Д.Т. Развитие теории зацеплений и формообразования поверхностей на основе новых геометро-кинематических представлений: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.18. – Тюмень, 2005. – 421с. 6. 3-D моделирование инструментов, формообразования и съема припуска при обработке резанием / Грабченко А.И., Кондусова Е.Б., Кривошея А.В., Равская Н.С., Родин П.Р. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. – 304с. 7. Голованов Н.Н. Геометрическое моделирование. – М.: Изд-во физ. мат лит., 2002. – 472с.

Поступила в редколлегию 17.05.10

УДК 621.833

В.Л. ДОРОФЕЕВ, д.т.н., проф., ФГУП "ММП "Салют", г. Москва, Россия
Д.В. ДОРОФЕЕВ, инженер ФГУП "ММП "Салют"
А.Б. ЕДИНОВИЧ, нач. бригады ГП "Ивченко-Прогресс", г. Запорожье
А.В. КОРНЕЙЧУК, ведущий конструктор ГП "Ивченко-Прогресс"

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕДУКТОРОВ ДЛЯ САМЫХ МОЩНЫХ В МИРЕ УКРАИНСКО-РОССИЙСКИХ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Розглянуто питання підвищення якості проектування редукторів авіаційних двигунів за рахунок оптимальної модифікації профілю зубців евольвентного зачеплення, розрахованого за допомогою програми ASGears. Представлені теоретичні основи рішення зворотної задачі зачеплення, реалізовані в програмі ASGears.

There is discussed question of increasing quality of gearbox design by means of optimum tooth profile modification of involute mesh calculated with ASGears program. There are presented theoretical principles of the inverse problem solution of mesh theory realized in ASGears program.

Выкат первого военно-транспортного самолета НАТО А400М состоялся 26 июня 2008 г. более чем на полгода позже запланированного срока. Основной причиной задержки стали проблемы в разработке нового двигателя TP400-D6 компанией EuroProp International. Этот двигатель является самым мощным турбовинтовым авиационным двигателем, когда-либо созданным странами Запада – его мощность составляет 11 тысяч лошадиных сил.

Однако самым мощным турбовинтовым авиационным двигателем в мире является советский двигатель НК-12МП, который устанавливался на самолеты

Ту-95МС и Ту-142М (15 тысяч лошадиных сил), и Украинско-Российский двигатель Д27 (14 тысяч лошадиных сил) для самолёта АН-70 (рисунок 1).



Рисунок 1 – Украинско-Российский стратегический военно-транспортный самолет АН-70 с двигателями Д27

На западе признают, что по всем тактико-техническим характеристикам самолет АН-70 существенно превосходит самолет А400М. Например, для взлета самолету АН-70 требуется полоса всего 600 метров. Первоначально предполагалось сделать самолет АН-70 основным военно-транспортным самолетом НАТО, однако, как и можно было предположить, на западе забыли об обещании и стали создавать собственный самолет. Но, несмотря на то, что в состав участников программы создания самолета А400М входят фирмы: "Аэроспасьяль" (Франция), "Бритиш аэропейс" (Великобритания), "Алениа" (Италия), CASA (Испания) и DASA (ФРГ) и в качестве ассоциативных членов в программе принимают участие компании Бельгии, Португалии и Турции решить конструкторские и технологические проблемы двигателя на западе не удалось. Неудачи потребовали уменьшить мощность двигателя и далее ухудшить ряд технических характеристик самолета А400М

Главной причиной, по которой на западе не удалось создать двигатель и самолет с близкими к АН-70 характеристиками – это редуктор, устанавливаемый между турбиной и винтом.

Двигатель Д27, как и двигатель НК-12МП начинали создаваться в Советское время. В это время государство имело возможность выделять достаточные средства и могло координировать работу различных предприятий для обеспечения превосходства в военной технике перед западом. Это позволяло решить проблемы, с которыми сталкивались конструкторы при разработке новых авиационных редукторов.

Президент Ассоциации "Союз авиационного двигателестроения" д.т.н., проф. Чуйко В.М., руководил в г. Запорожье работами по созданию новых двигателей и так описал, проблемы, возникающие при доводке редуктора двигателя АИ-24 [1]: "Повышенное динамическое возбуждение в зубчатых

колесах передавалось на лопатки и диски компрессора и сопровождалось обрывами лопаток I, III, VIII, IX и X ступеней компрессора и появлением трещин на дисках отдельных ступеней компрессора".

В Советское время проблема решалась путем проведения многочисленных экспериментов, часто сопровождаемых взрывами двигателей, из которых извлекалась информация, необходимая для создания работоспособной конструкции редуктора.

В настоящее время в связи с мировым кризисом капитализма и недостаточным финансированием новых разработок предприятия вынуждены искать новые подходы к решению проблем.

Два предприятия России и Украины: ФГУП "ММПШ "Салют" и ГП "Ивченко-Прогресс" объединили усилия для проектирования и производства новых двигателей. Так редуктор для двигателя Д27 изготавливает и выполняет его доводку методом расчёта российское предприятие ФГУП "ММПШ "Салют". Конструктивное оформление и экспериментальная проверка расчётов лежит на украинском ГП "Ивченко-Прогресс". Проанализировав историю доводки редуктора Д27, авторами был сделан важный вывод: Применяемые для расчёта авиационных зубчатых передач методы расчёта непригодны для создания новых высоконагруженных авиационных редукторов. Динамическое возбуждение в зубчатых передачах не рассчитывалось, толщина слоя смазки, определяющая заедание определялась без учёта динамики движения, связь между кинематическими и кинетическими погрешностями не выявлялась, модификация учитывалась крайне упрощенно, степень точности колес назначалась по возможностям имеющегося оборудования. Предстояло устранить все перечисленные недостатки.

В основу новой системы расчётов была положена методика, которая создавалась в ВОЕНМЕХе, для космического и оборонного производства [2]. В работе над новой методикой принимали участие такие учёные как Вулгаков Э.Б., Кудрявцев В.Н., Кузьмин И.С., Решетов Д.Н., Хлебалин Н.Ф. Экспериментальные работы по совершенствованию методики расчёта выполнили А.Б.Единович [3] и Корнейчук А.В.

Сущность нового метода расчета. В основе нового метода расчета была положена новая модель динамики, отличающаяся существенно более глубоким учетом кинематики зубьев. Схема динамической модели зависит от конструкции передачи, но во многих случаях её можно представить в виде, показанном на рисунке 2. Более простая модель уже не будет позволять рассчитывать процессы, важные для создания авиационных двигателей.

Для выполнения вышеперечисленных требований к методике динамическая модель для учёта радиальных и угловых инерционных сил должна включать зубчатые колеса с массами m_1 и m_2 , а также как минимум одну присоединенную массу m_3 , а для учета инерционных моментов выполняется дополнением масс моментами инерции колес и присоединенных масс J_1 , J_2 и J_3 . Чтобы учесть кру-

тильные колебания, передающиеся на детали двигателя введены упругости C_1 , C_2 и коэффициенты демпфирования H_1 и H_2 . Нелинейные упругие элементы C_{r1} и C_{r2} с коэффициентами демпфирования H_{r1} и H_{r2} позволяют выполнить расчет динамических сил, действующих на опоры. Влияние обычно маложесткого корпуса авиационного редуктора учитывается телами A и B , имеющими массы m_A и m_B , а жесткость корпуса моделируется элементом C_K, H_K .

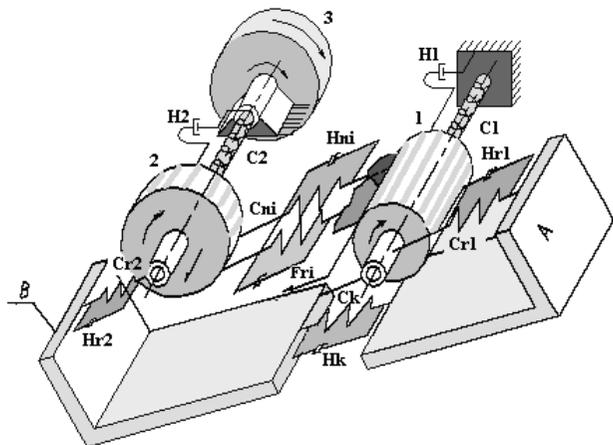


Рисунок 2 – Графическая схема динамической модели зубчатой передачи

Отличительной особенностью модели, с помощью которой решается задача проектирования авиационных редукторов и передач, является учет сил P_{ri} , распределенных между парами зацепляющихся зубьев и которые зависят от структуры кинематики F_{ri} , состоящей из совокупности шаговых и профильных погрешностей $f_1(\varphi), f_2(\varphi), \dots, f_n(\varphi)$, рисунок 3.

В простейшем виде, модель кинематики представлена схемой, показанной на рисунке 3.

Принятая модель учета кинематического состояния зубьев в зацеплении, позволяет определить, какие зубья находятся в зацеплении, какие точки профиля каждого зуба находятся в контакте, какие зазоры есть между зубьями, какие радиусы кривизны профиля, какая жесткость C_{ni} каждой зацепляющейся пары зубьев и какой коэффициент демпфирования есть в зацеплении i -й пары зубьев. Например, в фазе зацепления $\varphi = \varphi_3$ отклонения зубьев от номинального положения будут $f_1(\varphi_3), f_2(\varphi_3), f_3(\varphi_3)$.

Конкретное определение структуры кинематики погрешностей $f_1(\varphi), f_2(\varphi), \dots, f_n(\varphi)$ выполняется путем численного решения n обратных задач теории зацепления для каждой пары зубьев. Т.е. по заданным отклонениям профилей зубьев определяется совокупность кинематических отклонений, которые являются кинематическими возбуждениями, действующими через упругости зубьев на инерционные массы колес.

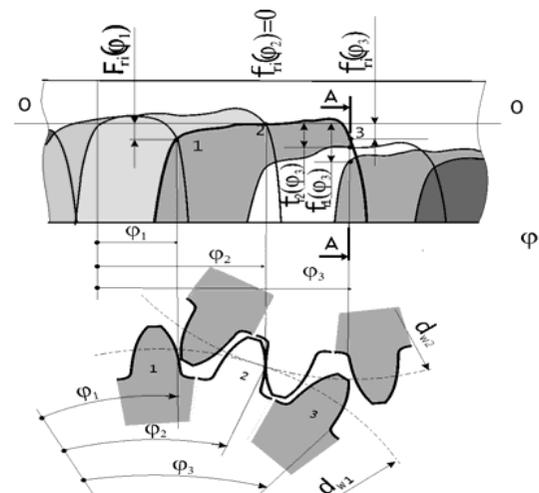


Рисунок 3 – Модель учета кинематического состояния зубьев в зацеплении

Авиационные редукторы обычно выполнены с внутренним зацеплением сателлитов с эпициклом. Поэтому важно было решить обратную задачу теории зацепления, как для внешнего, так и для внутреннего зацепления. Метод и программу решения обратной задачи теории зацепления разработал на ФГУП "ММП "Салют" Д.В. Дорофеев. Программа, использованная для верификации метода и программа расчета показана на рисунке 4.

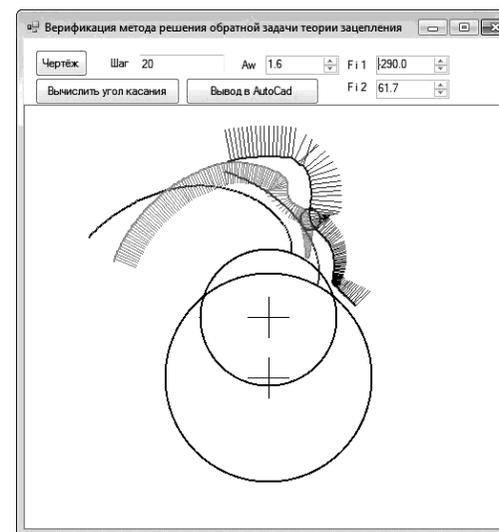


Рисунок 4 – Модель расчетно-графической верификации решения обратной задачи теории внутреннего зацепления

В процессе решения обратной задачи теории зацепления вычисляются: фактические углы давления, фактические передаточные отношения, фактическая кривизна зубьев в точках контакта. А по результатам расчета определяются: реальные контактные напряжения на зубьях, кинематическая погрешность, реальная сила давления на подшипники.

Поскольку разработанный метод расчета является функциональным, то он позволяет оценить все процессы в кромочных фазах зацепления, которые в наибольшей степени определяют появления заедания на зубьях, динамические удары, плавность зацепления под нагрузкой. Именно эти важнейшие процессы не отражались в ранее применяемых методах расчета.

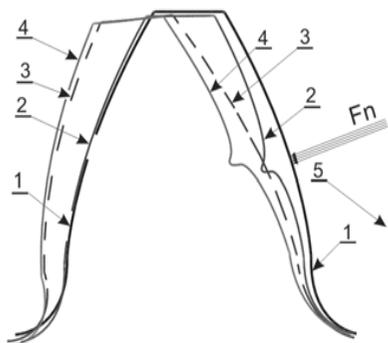


Рисунок 5 – Расчет прогиба нагруженного контура зуба:

- 1 – линия ненагруженного контура зуба,
- 2,3 – линий, промежуточных вычисления,
- 4 – линия прогиба зуба

Данные методы были внедрены в программный комплекс AsGears. Результат расчета показан рисунках 6, 7.

Реализация рассчитанной формы эвольвенты в зубчатых передачах.

Начиная с первых редукторов турбовинтовых двигателей известно, что точно изготовленные немодифицированные зубчатые передачи имеют недостаточную несущую способность, особенно на передачах с высокими окружными скоростями. Расчет с помощью программы ASGears зацеплений редукторов 50-60 годов с учетом модификации подобранной опытным путем, показал, что существующая модификация, не является оптимальной, но является необходимой и позволяет многократно снизить величину пиковых напряжений, внедрение оптимизированной модификации позволило кроме снижения контактных напряжений уменьшить виброактивность редуктора. Оптимизация зацепления авиационных редукторов, в том числе редуктора двигателя Д-27, а также коробок приводов, путем расчета оптимальной профильной модификации позволила обеспечить заданный ресурс и повысить стабильность производства за счет более точного определения требований при изготовлении.

Поскольку в предложенном методе отслеживается фазовое состояние зубьев, то это открыло возможность решить задачу строгого определения не только контактных, но и изгибных напряжений, действующих на зубья в любой фазе зацепления.

Для решения этой задачи потребовалось разработать высокоточный метод расчета деформаций и напряжений зубьев, (рисунки 5, 6). Известные способы решения этой задачи, в том числе и с использованием программ типа ANSYS, не позволяли определить деформации с достаточной точностью. А включение этих программ в систему автоматизированного проектирования авиационных зубчатых передач оказалось невозможным.

При модуле $m=1$ мм, норм. сила $F=1N$, ширина зуба $bw=1$ мм

Число зубьев- 67
 Смещение исходного контура= -0.30
 Радиальный зазор- 0.10

Угол исходного контура= 14.00 25.00
 Высота головки- 1.39
 Граничная высота - 2.80
 Радиус закругления иск. контура- 0.60 0.40
 Протуберанец инструмента- 0.00 0.02

Расстояние от точки приложения силы до делительной окружности= 0.03
 Полуширина контактной площадки= 0.12
 Шаг изолиний [МПа]= 0.15

Растягивающее изгибное напряжение от $F=1N$ 2.81 МПа



РАЗНОСТЬ ГЛАВНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ - ИЗОХРОМЫ.

Рисунок 6 – Расчет напряжений на контуре и в теле асимметричного зуба

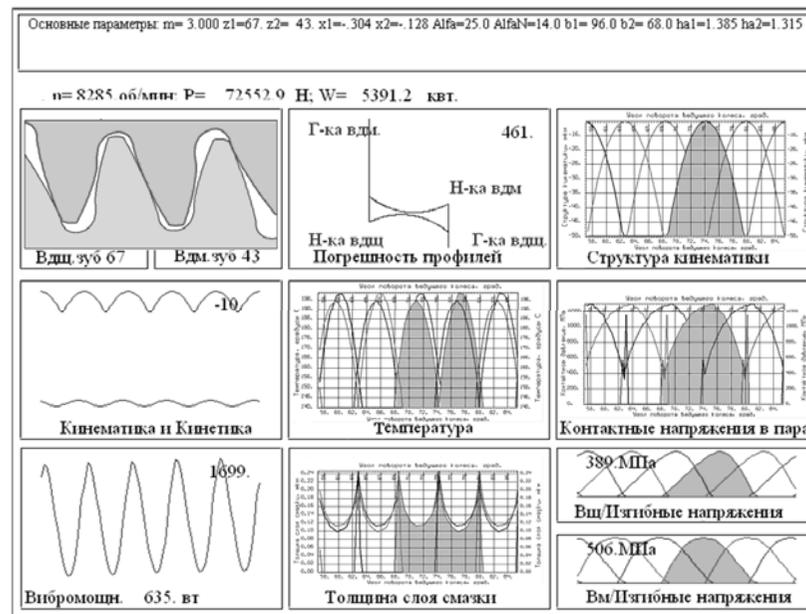


Рисунок 7 – Результат выполнения расчета с помощью программного комплекса ASGears

Выводы. В современных условиях возникла необходимость изменить метод проектирования зубчатых передач для высоконагруженных авиационных редукторов, центральных приводов и коробок двигательных и самолетных агрегатов.

Новым методом проектирования стал программный комплекс ASGears, в основе которого лежит математическая модель нового типа. Результатом проведенных работ, стало обеспечение возможности расчета новой геометрии и новых параметров зубчатых колес, применение которых обеспечило впервые в истории авиации внедрение в производство нового ТВД без дорогостоящей доводки параметров зубчатых колес редуктора. Данный метод применим ко всем авиационным и общепромышленным зубчатым передачам.

Список литературы: 1. Чуйко В.М. А.Г.Ивченко – стратег, организатор, ученый, конструктор. – Конверсия в машиностроении. – №4. – 2004. 2. Дорофеев В.Л. Основы расчета нагрузок и напряжений, действующих в зацеплении цилиндрических зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1983. – №3 – С.14–16. 3. Экспериментальные и теоретические результаты исследования авиационных зубчатых передач для двигателей пятого и шестого поколений / Кравченко И.Ф., Единович А.Б., Яковлев В.А., Дорофеев В.Л. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – №8. – С.129–134,206.

Поступила в редколлегию 20.05.10

УДК 621.831

Н.Н. ИШИН, к.т.н., доц., нач. отделения МКПАТ Объединённого института машиностроения НАН Беларуси, г. Минск

А.М. ГОМАН, к.т.н., доцент, начальник отдела ОДАВДМ

А.С. СКОРОХОДОВ, к.т.н., вед. научный сотрудник

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ НА КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ

Запропоновано розрахунок коефіцієнта перекриття прямозубої циліндричної зубчастої передачі, що враховує вплив динамічних процесів, демпфування, похибок кроків зачеплення. Порівняння розрахункових і експериментальних значень коефіцієнтів перекриття показало цілком задовільний їх збіг.

Calculation of a contact ratio of the spur gearing, considering influence of dynamic processes, damping, base errors is proposed. Comparison of calculated and experimental values of contact ratio has displayed their quite satisfactory coincidence.

Введение. В настоящее время практически во всех стандартах и научной литературе, например [1-5] и др., коэффициент перекрытия зубчатых передач находится теоретическим путём из геометрических соображений для идеально из-

готовленных зубчатых колёс. В расчётах зубьев на контактную и изгибную прочность, определении резонансных режимов вращения зубчатых колёс используется именно такое значение коэффициента перекрытия. Проведенные экспериментальные исследования на прямозубых цилиндрических колёсах [6-9] показали, что деформации сопряжённых зубьев, возникающие при нагружении передач, погрешности изготовления и монтажа зубчатых колёс приводят к возникновению значительных внутренних динамических нагрузок в передачах и к существенному изменению величины коэффициента перекрытия. Кроме того, установлено, что динамические процессы в зубчатых зацеплениях также оказывают определённое влияние на этот параметр за счет изменения соотношения периодов однопарного и двухпарного контакта за время зацепления зуба (рисунок 1).

Целью данной работы является разработка динамической модели зубчатого сопряжения прямозубых цилиндрических передач для оценки влияния погрешностей шагов зубьев, нагрузки, действующей в зацеплении, кинематических параметров и демпфирования на динамические нагрузки в зацеплении и реальное значение коэффициента перекрытия.

Динамическая модель зубчатой передачи. Существуют два подхода в исследовании динамических процессов в зубчатых передачах, получивших название вибрационной и ударной теорий динамики зубчатых передач. В соответствии с вибрационной теорией, динамические нагрузки возникают вследствие кинематических погрешностей и изменения жесткости зубьев [10], а по ударной теории они являются следствием удара зубьев в моменты пересопрыжения [11].

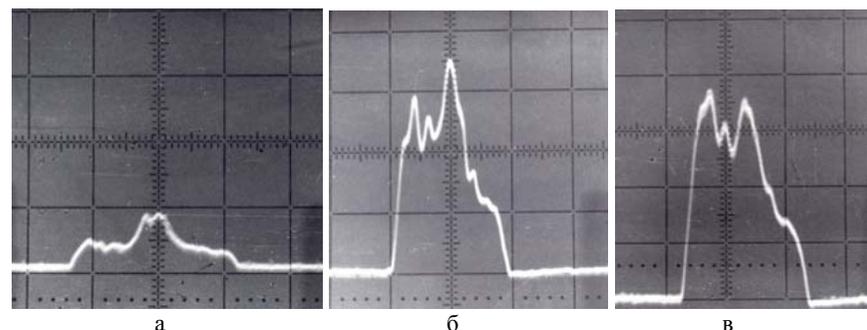


Рисунок 1 – Осциллограммы усилий действующих в зубчатом зацеплении:
а – частота вращения 100 мин⁻¹, нагружающий момент – 20Н·м;
б – частота вращения 1000 мин⁻¹, нагружающий момент – 200Н·м;
в – частота вращения 1000 мин⁻¹, нагружающий момент – 300Н·м

Следует отметить, что значительное число опубликованных работ развивает первый подход. В этом случае учитывается переменная жесткость зубьев, кинематическая погрешность, погрешность профиля и др. Однако такие вопросы как влияние изгиба валов передачи и упруго присоединенных к ко-