

О ПРОЕКТИРОВАНИИ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С КОЭФФИЦИЕНТОМ ПЕРЕКРЫТИЯ БОЛЬШИМ ДВУХ

*Институт надежности машин
Минск, Беларусь*

Опыт проектирования, производства и эксплуатации зубчатых передач с увеличенным коэффициентом перекрытия ($\epsilon_\alpha > 2$) показывает, что такие передачи имеют пониженную виброактивность и увеличенную несущую способность. По данным экспериментальных исследований зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha = 2,15$ выдерживают нагрузку по контактной прочности рабочих поверхностей зубьев в 1,5 - 1,8 раза большую, чем передачи со стандартным профилем зубчатых колес [1]. Общая динамическая нагруженность таких зубчатых передач снижается: наблюдается уменьшение в 5 - 8 раз интенсивности вибраций, возбуждаемых передачей с частотой пересопрежения, уровень вибрации уменьшается на 30% [2], а уровень шума на 10 - 12% [1].

Вместе с тем, зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha > 2$ находят ограниченное применение в отечественном машиностроении. Это связано с трудностями проектирования и изготовления таких передач. В частности, получение коэффициентов перекрытия $\epsilon_\alpha \geq 2,05$ с одновременным удовлетворении других показателей зацепления с использованием традиционных методик проектирования и стандартного инструмента практически невозможно. Кроме того, с увеличением коэффициента перекрытия возрастают скорости скольжения в крайних точках активных профилей зубьев, что вызывает опасность заедания поверхностей зубьев [2, 3].

Настоящая работа посвящена вопросам проектирования зубчатых передач пониженной виброактивности с $\epsilon_\alpha > 2$, удовлетворяющих рекомендациям ГОСТ по параметрам толщины зуба при вершине и по допустимым значениям удельного коэффициента скольжения.

Чтобы уменьшить скорость скольжения профилей в крайних точках активного профиля зубьев применяют максимально возможные углы зацепления ($\alpha_w > 20^\circ$) [3], которые можно получить в передачах с $\epsilon_\alpha > 2$ только используя нетрадиционные методы проектирования зубчатых передач, например, обобщенную теорию эвольвентного зубчатого зацепления [4], позволяющую создавать передачи с оптимальными параметрами вне зависимости от производящего контура.

Расчет зубчатых колес показывает, что при серийных параметрах (числе зубьев, заданном межосевом расстоянии и фиксированном значении толщины зубьев на окружности вершин) невозможно реализовать эвольвентное зацепление с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha > 2$ без ухудшения таких качественных показателей, как удельные скольжения, величины которых достигают в этом случае недопустимых пределов. Для получения приемлемых вариантов зубчатых зацеплений необходима корректировка в процессе расчета чисел зубьев при сохранении неизменных величин передаточного отношения.

Таким образом, проектирование зубчатых передач по методике [4] требует многократной проверки вариантов зацепления с целью выбора оптимального варианта. Для устранения этого недостатка была осуществлена доработка существующей методики

расчета зубчатых колес в обобщающих параметрах с целью получения варианта, удовлетворяющего заданным значениям качественных показателей.

Изолинию $\varepsilon_\alpha, z_1, z_2, m_{a1,2} = \text{const}$ существования эвольвентного зацепления можно построить в координатах α_a (углов профиля при вершинах зубьев). Параметр m_a показывает отношение дуговой толщины при вершине зуба S_a к диаметру основной окружности d_b . Таким образом, уже на этом этапе проектирования мы можем задаться его рекомендуемым значением. На рис.1 показана изолиния $z_1=47; z_2=50; m_{a1}=0,0106; m_{a2}=0,01; \varepsilon_\alpha=2,05$ в координатах α_{a1}, α_{a2} построенная по уравнению :

$$(1+u) \cdot \text{inv}(\text{arctg}((\text{tg}\alpha_{a1}+u \cdot \text{tg}\alpha_{a2}-2 \cdot \pi \cdot \varepsilon/z_1)/(1+u)))- (m_{a1} \cdot \cos\alpha_{a1}+\text{inv}\alpha_{a1}+u \times (m_{a2} \cdot \cos\alpha_{a2}+\text{inv}\alpha_{a2})-\pi/z_1)=0$$

Параметры $m_{a1,2}$ определяют рекомендуемое соотношение $S_{a1,2}=(0,3 \div 0,4) \cdot m$ (где m - модуль передачи). Изолиния отличается от аналогичной в координатах ϑ_1, ϑ_2 (углов профиля на окружности заострения) отсутствием преобразования $\vartheta_\Delta = \text{arcsin}(m_a \cdot \cos\alpha_a + \text{inv}\alpha_a)$, сохраняя при этом соответствие всем узловым точкам. Кривая DEAFC на рис. 1 ограничена точками D и C начала интерференции.

Осуществлялся поиск оптимальных значений α_{a1}, α_{a2} исходя из критериев: $V_{p1,2} \rightarrow \min$, угол зацепления $\alpha_w \rightarrow \max$ при $\varepsilon_\alpha = \text{const} = 2,05$. При исследовании контура была обнаружена сложная неявная обратная зависимость $V_{p2\max}$ от $V_{p1\max}$ (рис. 2). Из графика видно, что существует некоторая пара координат на изолинии $\varepsilon_\alpha = 2,05$ при которых $V_{p2\max} = V_{p1\max} = V_{p \text{ опт.}}$. В случае отклонения от этого значения получаем увеличение одной из величин V_p при одновременном уменьшении другой. Для практики важно иметь минимальное значение одновременно двух показателей.

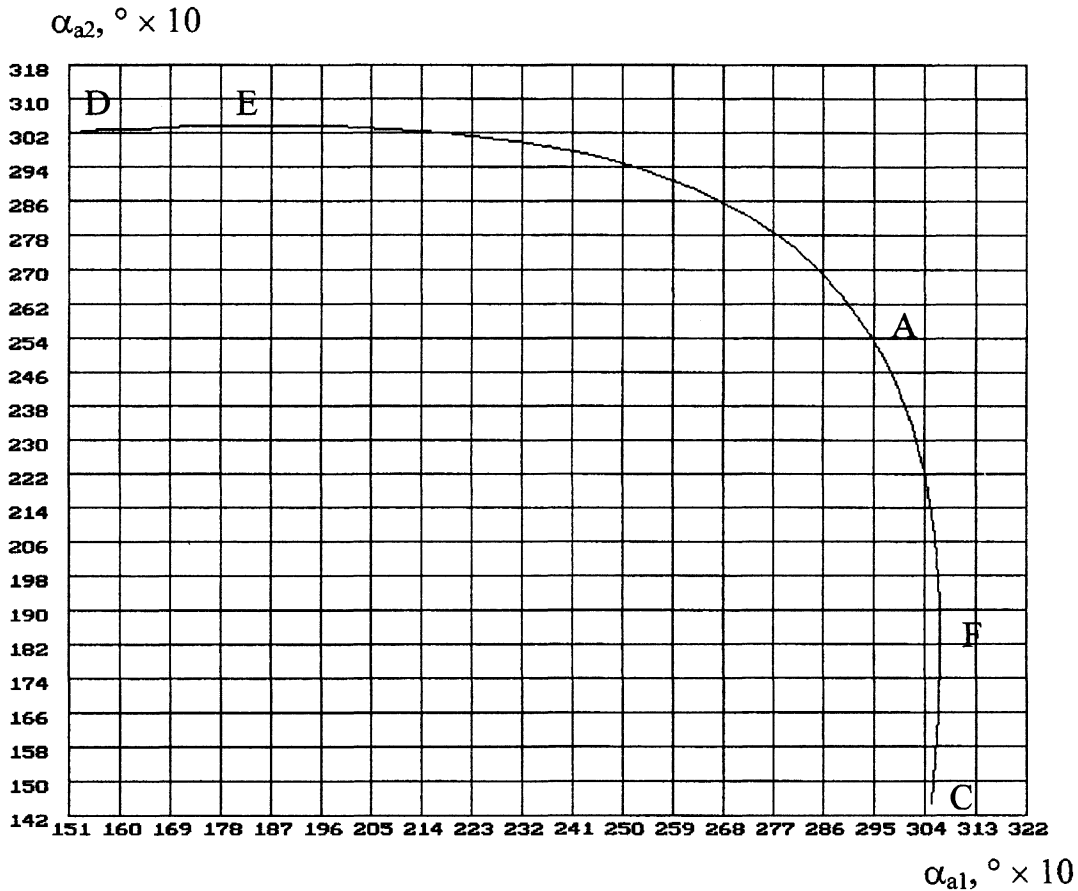


Рис.1 Изолиния в обобщающих параметрах α_{a1}, α_{a2} в десятых долях градуса ($^\circ \cdot 10$) для $z_1=47, z_2=50, m_{a1}=0.0106, m_{a2}=0.0100, \varepsilon_\alpha=2.05$.

$V_{p \max 2} = f_2(\alpha_{a1})$ по изолинии $\varepsilon_\alpha=2.05$. В точке А значение $V_{p \max 1} = V_{p \max 2} = V_{p \max \text{ опт.}}$

Другим важным параметром передачи является угол зацепления α_w , к максимальному значению которого в таких передачах, как правило, стремятся. Получение параметров α_{a1} , α_{a2} для точки на изолинии $\epsilon_\alpha = 2,05$, где $\alpha_w = \max$, производили согласно [4] (рис 3). Координаты точек, где α_w достигают максимально предельных значений и $V_{p2\max} = V_{p1\max}$ в общем случае близки, но различны (рис. 4), поэтому для оптимизации приходится выбирать один из критериев или какой-либо компромиссный вариант.

В результате расчета с использованием компьютерных программ, разработанных на основе усовершенствованной методики синтеза зубчатых передач в обобщающих параметрах, спроектирована и изготовлена зубчатая передача: $z_1=47$, $z_2=50$, $a_w=146,25\text{мм}$, $\alpha_w=21,5^\circ$, $\vartheta_1=29,7994^\circ$, $\vartheta_2=26,2660^\circ$, $m_{a1}=0,0106$, $m_{a2}=0,01$, $\alpha_{p1}=14,49^\circ$, $\alpha_{p2}=14,77^\circ$, $S_{a1,2}=1,4\text{мм}$, $\epsilon_\alpha=2,05$, $V_{p1,2}=1,02$, степень точности 7-Вс.

Для повышения плавности работы и устранения кромочных ударов в экспериментальной передаче применена профильная модификация головки зубьев, которая выполнялась в процессе шевингования.

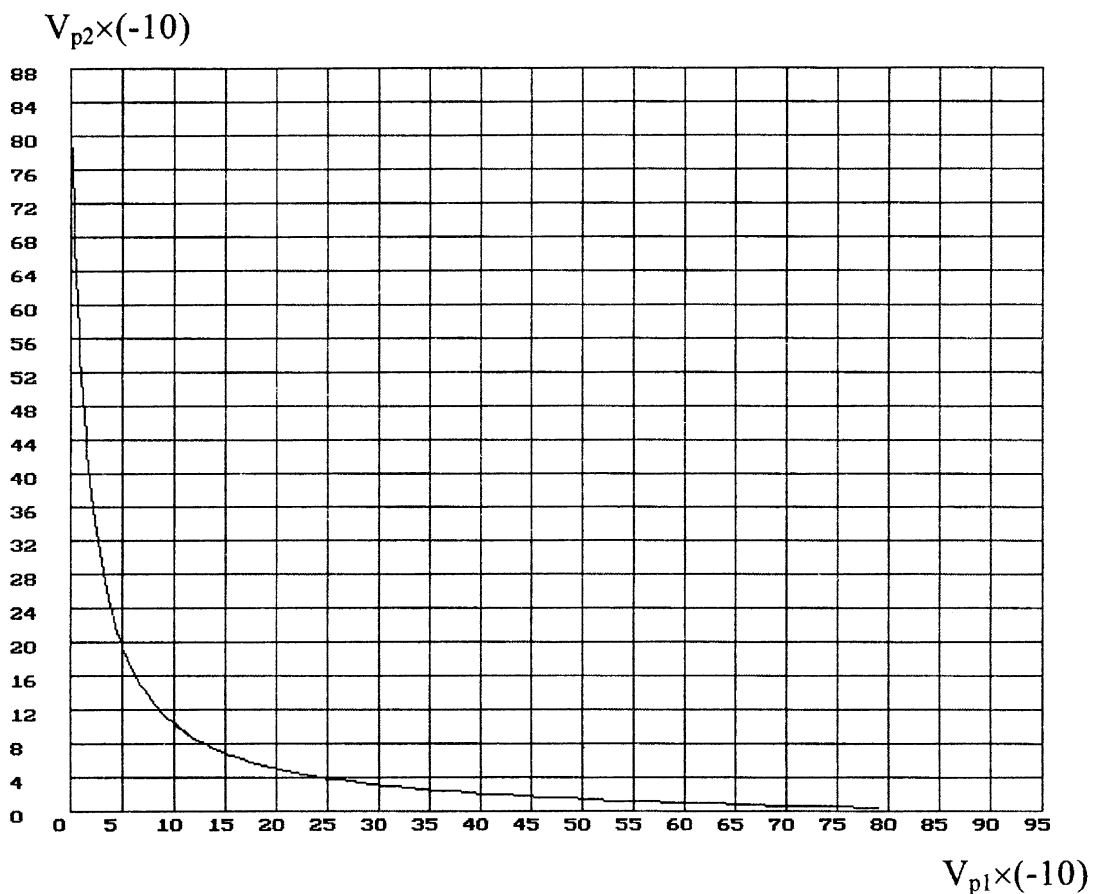


Рис.2 График зависимости максимальных коэффициентов удельного скольжения $V_{p\max 2} = f(V_{p\max 1})$ по изолинии $\epsilon_\alpha = 2,05$.

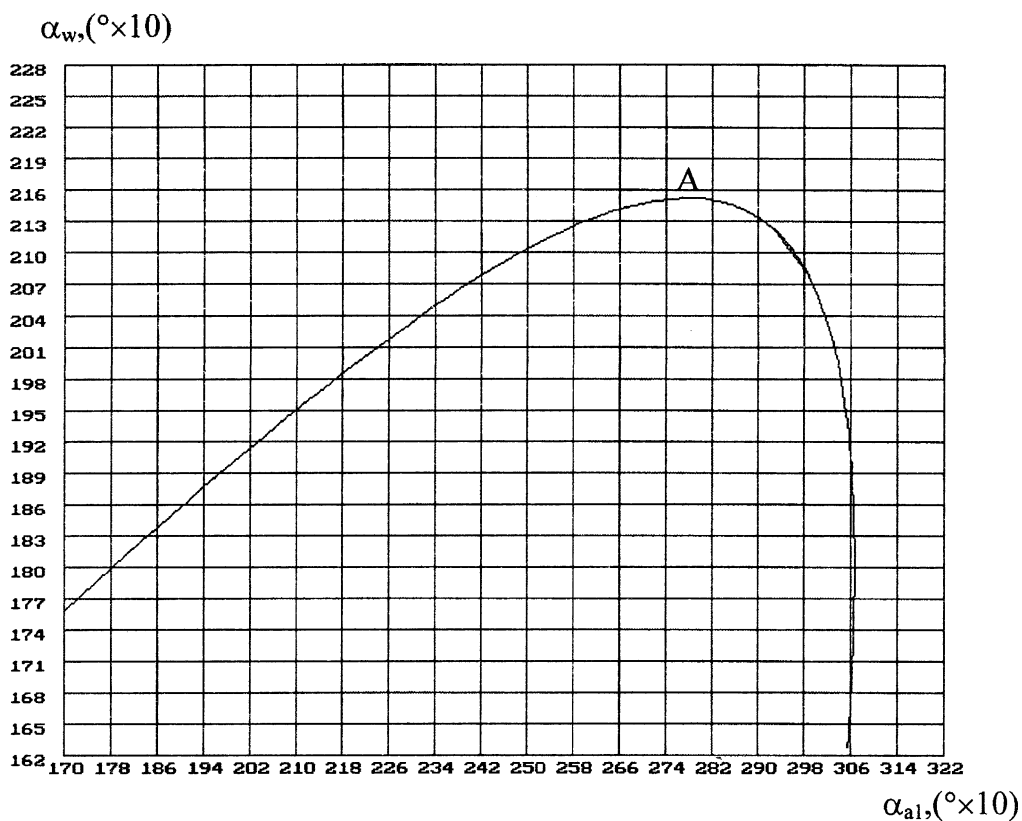


Рис.3 График зависимости угла зацепления $\alpha_w=f(\alpha_{al})$ по изолинии $\epsilon_{\alpha}=2,05$.
Точка А соответствует максимальным значениям α_w .

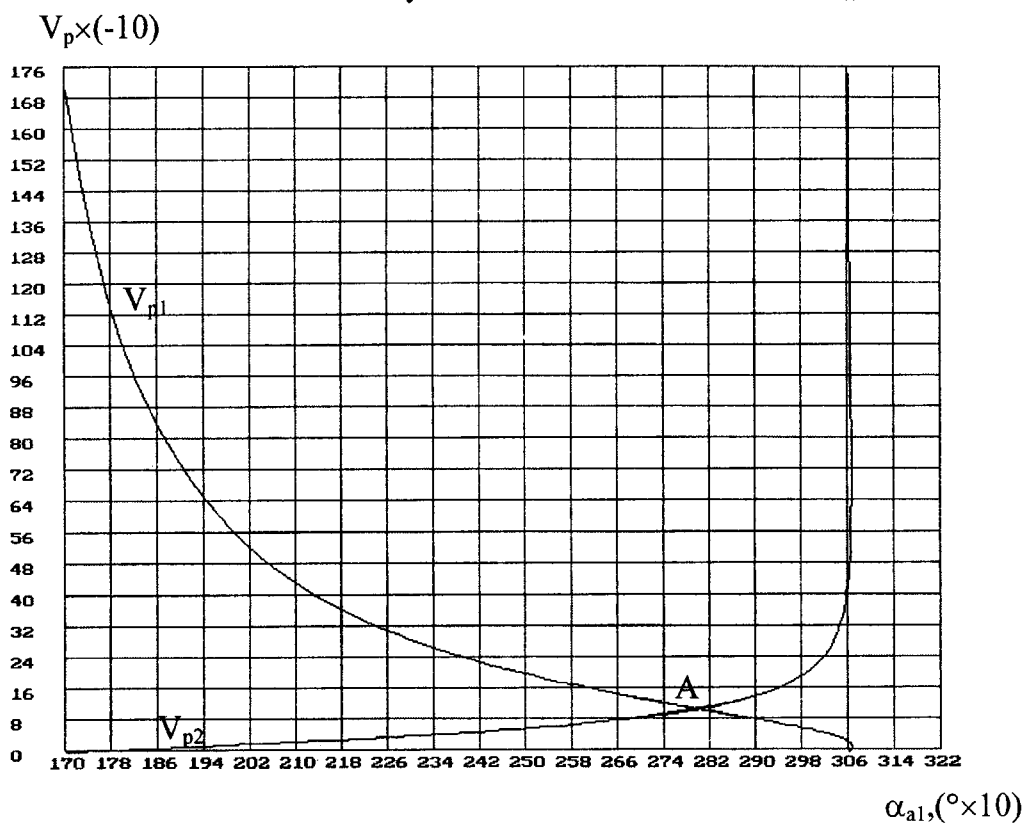


Рис.4 График зависимости максимальных коэффициентов
удельного скольжения $V_{p \max l}=f_l(\alpha_{al})$

Сравнительные испытания на шумоконтрольном станке HURTH 320 RB ($L=300\text{мм}$) показали, что по сравнению с серийными образцами, уровень шума которых составляет 95 -97 дБ, опытные имеют тот же показатель около 85-86 дБ, что на 12% меньше.

Выводы. Разработана усовершенствованная методика проектирования зубчатых передач с регламентированными качественными показателями, требуемыми конструкцией машины, и зуборезный инструмент для их изготовления. На основании теоретических и экспериментальных исследований показана эффективность применения усовершенствованной методики синтеза эвольвентного зацепления в обобщающих параметрах для зубчатых колес пониженной виброактивности с коэффициентом перекрытия $\varepsilon_\alpha > 2$.

Литература. 1. Генкин В.Д., Мишарин Ю.А. Прямозубая эвольвентная передача с коэффициентом перекрытия больше двух//Вестник машиностроения.-1960.-№3.-С.13-17. 2. Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М., Голованов В.В. и др. Виброактивность зубчатых передач с $\varepsilon_\alpha > 2$ //Вестник машиностроения.-1974.-№6.-С.26-31. 3. Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М. Зубчатые передачи с $\varepsilon_\alpha > 2$ и $\alpha_w > 20^\circ$ //Вестник машиностроения.-1975.-№8.-С.24-27. 4. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами.- М.:Машиностроение,1974.-С.264.

УДК 629.114-585

В.Б. Альгин, О.В. Дробышевская

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ НА СТАДИИ КОНЦЕПТУАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИНЫ

*Институт механики машин НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Введение.

На концептуальной стадии проектирования решается задача выбора скоростного ряда трансмиссии. При этом обычно ограничиваются кинематическими расчетами. Из практики известны случаи, когда выбранный таким образом скоростной ряд приводил к неблагоприятным динамическим режимам. Поэтому принимаемые концептуальные решения целесообразно проверять динамическим расчетом. Однако здесь имеют место следующие проблемы: необходимо иметь методику расчета и соответствующее программное обеспечение, типовые расчетные схемы и исходные данные для проведения динамических расчетов. В данной статье рассматривается динамический расчет трансмиссии на концептуальной стадии проектирования мобильной машины. Описывается программное обеспечение, методика выбора динамической схемы и ее параметров для проведения типовых расчетов.

Методика и программное обеспечение.

Известны методика кинематического и динамического анализа многоэлементных механических объектов как системы твердых тел (Multibody System), соединенных связями, и созданный на ее основе программный пакет ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) [1]. Использование этого пакета для решения задач динамики трансмиссии [2] показывает, что наиболее сложно моделировать процессы, при которых происходит замыкание и срыв фрикционных элементов. В ADAMS нет