

6
А-65

Министерство высшего и среднего специального образования РСФСР
Ленинградский ордена Ленина политехнический институт
имени М. И. Калинина

На правах рукописи

Г. В. О П А Р И Н

**НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ТЕОРИИ
ДОЗАПОЛЮСНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ НОВИКОВА**

(01.021 — теория механизмов, машин и автоматических линий)

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

1 9 7 0

Министерство высшего и среднего специального образования РСФСР

— ■ —
Ленинградский ордена Ленина политехнический институт
им. М. И. Калинина

На правах рукописи

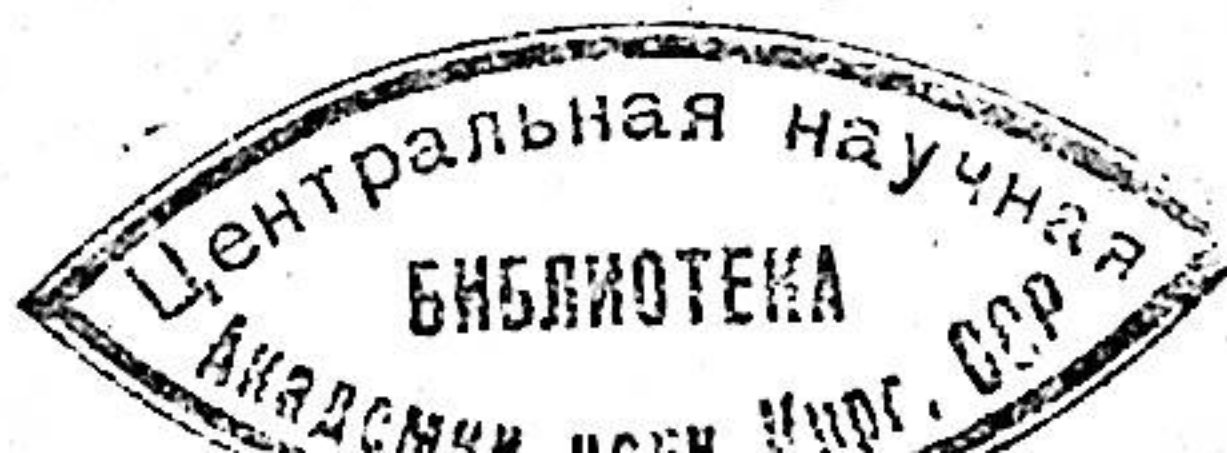
Г. В. О П А Р И Н

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ТЕОРИИ
ДОЗАПОЛЮСНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ НОВИКОВА

(01.021 — теория механизмов, машин и автоматических линий)

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени
кандидата технических наук

1 9 7 0



165
Работа выполнена в Ленинградском ордена Ленина политехническом институте им. М. И. Калинина.

Научный руководитель — заслуженный деятель науки и техники РСФСР, д. т. н., профессор *Н. И. Колчин*.

Официальные оппоненты: д. т. н., профессор *В. М. Шаников*, к. т. н., доцент *А. М. Павлов*.

Ведущее предприятие —

Автореферат разослан «*11*» *января*..... 1971 г.

Защита диссертации состоится «*23*» *февраля*.... 1971 г. на заседании совета механико-машиностроительного факультета Ленинградского ордена Ленина политехнического института им. М. И. Калинина (Ленинград, К-251, Политехническая ул., 29, главное здание).

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке института.

Ученый секретарь совета
механико-машиностроительного факультета
А. В. Малькевич.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ТЕОРИИ ДОЗАПОЛЮСНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ НОВИКОВА

Бурное развитие современного машиностроения характеризуется повышением требований к несущей способности и точности зубчатых передач. Поэтому необходимо усовершенствование существующих и создание новых типов зубчатых передач. Одним из основных способов повышения несущей способности передач является термообработка материала с последующим шлифованием рабочих поверхностей зубьев. Точность зубчатых колес, не подвергавшихся термообработке, можно значительно повысить с помощью шевингования. Однако специфика геометрии зацепления Новикова с одной и с двумя линиями зацепления до сих пор сдерживает применение указанных финишных операций.

Дозаполюзное зацепление Новикова было предложено в 1955 году. Однако применение оно нашло далеко не сразу. Это объясняется тем, что в первое время предполагали низкую изгибную прочность зубьев таких передач по сравнению с их контактной прочностью.

Первый значительный опыт промышленного испытания дозаполюзных передач Новикова был проведен в 1960 году. В Свердловске (НИПИГОРМАШ и СвердловНИПТИМАШ) создают несколько вариантов исходного контура для дозаполюзных передач и производят промышленное внедрение-испытание в ремонтных службах на действующих предприятиях. С 1962 года на ленинградском заводе им. Котлякова, Киевском редукторном, Луганском заводе угольного машиностроения и других заводах стало налаживаться производство серий редукторов с дозаполюзным зацеплением Новикова. Производство червячных фрез для нарезания колес дозаполюзного зацепления Новикова налажено на двух инструментальных заводах — Свердловском и Львовском.

Основной задачей диссертационной работы является поиск возможности применения финишных операций при изготовлении зубчатых колес зацепления Новикова (как с одной,

так и с двумя линиями зацепления) на основе исследования их геометрии с целью повышения их нагрузочной способности и точности.

В первой главе излагаются современные методы исследования зубчатых передач, используемые в работе. Метод дифференциального винтового комплекса, разработанный проф. Н. И. Колчиным, основан на том, что условием правильного сопряжения рабочих поверхностей зубьев колес является совпадение бесконечно малого элемента исходной поверхности с элементом мгновенной винтовой линии относительного движения.

Особенностью изложения метода дифференциального винтового комплекса в данной работе является применение теории матриц. Получена весьма компактная запись для дифференциального винтового комплекса

$$dr^k = \left(\tilde{A}_{01} \frac{\partial \tilde{A}_{12}}{\partial \varphi_1} \tilde{A}_{20} \right) \tilde{r}^n d\varphi_1 = \tilde{A}^* \tilde{r}^n d\varphi_1 \quad (1)$$

и для уравнения зацепления

$$f = \tilde{A}^* \tilde{r}^n - \tilde{r}_x^n (\tilde{A}^* \tilde{r}^n)_x - \tilde{r}_y^n (\tilde{A}^* \tilde{r}^n)_y = 0. \quad (2)$$

Здесь \tilde{A}_{01} — матрица перехода от системы координат S_1 , связанной с колесом 1, к неподвижной системе координат S ;

\tilde{A}_{20} — матрица перехода от системы координат S к системе координат S_2 , связанной с колесом 2;

$\frac{\partial \tilde{A}_{12}}{\partial \varphi_1}$ — дифференцированная матрица перехода \tilde{A}_{12} от системы S_2 к системе S_1 ;

\tilde{r}^n — матрица радиус-вектора исходной поверхности в неподвижной системе координат S ;

\tilde{r}_x^n и \tilde{r}_y^n — частные производные \tilde{r}^n по параметрам x и y .

Полученная запись уравнения зацепления требует для каждого исследуемого зацепления составлять заново матрицу \tilde{A}^* , зависящую от относительного движения систем координат S_1 , S_2 и S . Однако известно, что все пространственные зацепления могут быть представлены как частные случаи передачи с перекрещивающимися осями. При этом, если положить угол скрещивания равным нулю, получим пространственную передачу с параллельными осями, если же положить равным нулю межосевое расстояние (т. е. кратчайшее рас-

стояние между осями колес), получим передачу с пересекающимися осями и т. д. Поэтому в данной работе приведено

вычисление матрицы \tilde{A}^* для общего случая с перекрещивающимися осями. При составлении уравнения зацепления в каждом конкретном случае исследования сравниваются взаимное расположение выбранных систем координат и взаимное расположение систем координат общего случая. Это сравне-

ние позволяет получить частную запись общей матрицы \tilde{A}^* , что существенно упрощает получение уравнения зацепления. Приведенные в работе примеры подтверждают преимущество предложенного способа получения уравнения зацепления.

В своих трудах Н. И. Колчин установил связь между коэффициентами первой и второй квадратичных форм сопряженных поверхностей, одна из которых является огибающей другой. Это значительно облегчило расчеты основных параметров кривизны, позволив вместо громоздких вычислений коэффициентов огибающей поверхности определять коэффициенты огибаемой поверхности.

Применение теории матриц для записи уравнений связи между дифференциальными элементами огибаемой и огибающей поверхностей в обозначениях Монжа позволило получить весьма компактные соотношения, удобные для программирования.

Исследованию вопросов, связанных с интерференцией и подрезанием взаимоогibaемых поверхностей, посвящены работы И. И. Дусева, М. Л. Ерихова, Н. И. Колчина, Ф. Л. Литвина и других авторов. В данной работе вслед за М. Л. Ериховым используются методы исследования явлений интерференции в зацеплении и подрезания при нарезании для двухпараметрического огибания и дается компактная матричная запись условий для отыскания ребра возврата и предельной кривой.

Образование сопряженных зацеплений по методу М. Л. Ерихова производится с помощью вспомогательных (производящих) поверхностей, взаимоогibaемых в относительном движении. Образование сопряженных зацеплений одной производящей поверхностью рассматривается как частный случай образования сопряженных зацеплений с помощью двух совпадающих вспомогательных поверхностей. В работе дается краткое изложение сущности метода М. Л. Ерихова.

Во второй главе излагаются вопросы, связанные с геометрией зацепления Новикова.

В настоящее время известны три варианта зацепления Новикова: доплюсное, запллюсное, дозапллюсное. Два пер-

вых варианта имеют одну линию зацепления, третий вариант — две линии зацепления. Исходный контур дозаполюсного зацепления до сих пор не стандартизован и поэтому выполняется в нескольких вариантах: «Рекомендация», ВВИА-60м, ДЗП-0,5, «Урал»-2Н, «Урал»-3Н и др. Наибольшее распространение в промышленности получили фрезы с исходным контуром «Урал»-2Н и «Урал»-3Н, изготавливаемые Свердловским и Львовским инструментальными заводами.

Исходный контур типа «Урал» состоит из четырех участков. Два рабочих участка очерчены дугами радиусов R_1 и R_2 , причем центр O_1 лежит, а центр O_2 не лежит на начальной прямой. Остальные два участка — дуга радиуса R_3 и отрезок прямой служат для сопряжения между собой рабочих участков исходного контура. Здесь же в работе приводятся сведения о влиянии отношения среднего радиуса рабочих участков к шагу зацепления на очередность работы соответствующих участков зубьев колес в передаче.

Во второй главе выводятся в матричной форме уравнения поверхностей производящей рейки и поверхностей зубьев колеса. Уравнение зацепления получено с помощью сопоставления систем координат по методике, изложенной в первой главе диссертации. Для отыскания коэффициентов первой и второй квадратичных форм также путем сопоставления систем координат исследуемого случая с системами координат общего случая получены упрощенные зависимости в матричной записи.

Во второй главе исследуется возможность существования так называемых 90° -ных фрез для нарезания колес зацепления Новикова. В отличие от обычных червячных фрез 90° -ные фрезы при нарезании должны устанавливаться так, чтобы угол скрещивания осей фрезы и заготовки отличался от прямого на величину угла наклона нарезаемых зубьев. В результате исследования полученных уравнений основного червяка 90° -ной фрезы установлено, что вблизи начального цилиндра происходит сильное искажение участков профиля осевого сечения, что приводит к взаимному пересечению этих участков. Это явление можно устранить только увеличением технологического угла γ исходного контура.

В третьей главе исследуются особенности шевингования колес дозаполюсного зацепления Новикова. В настоящее время при изготовлении зубчатых колес зацепления Новикова чаще всего ограничиваются чистовым фрезерованием без применения финишных операций. Это отражается на точности зацепления и приводит к повышенной шумности передач.

В основу процесса зубошевингования положена винтовая передача со скрещивающимися осями. Теория винтовых пе-

редач представлена довольно полно в фундаментальных работах Н. И. Колчина, Ф. Л. Литвина и других авторов. Исследованию геометрии винтовой передачи с зацеплением системы Новикова посвящена работа Ф. Л. Литвина и В. В. Шульца.

Особенностью винтовой передачи, в силу которой она стала кинематической основой шевингования, является то, что ни в одной из точек этой передачи нет нулевой скорости относительного скольжения. Относительное скольжение поверхностей зубьев винтовой передачи используется как движение резания.

Поскольку зацепление винтовой передачи является точечным, для формообразования зуба шевингуемого колеса по длине необходимо дополнительное движение — движение подачи. Известно несколько методов шевингования зубчатых колес: с продольной, диагональной, поперечной и тангенциальной подачами, метод «короткого хода» и др. В промышленности наибольшее применение нашел метод шевингования с продольной подачей (вдоль оси обрабатываемого колеса).

Оптимальная величина угла скрещивания осей колеса и шевра колеблется от 10° до 20° . Угол подъема винтовой линии зубьев колес зацепления Новикова проектируется в этих же пределах. Следовательно, шевр для шевингования колес зацепления Новикова может быть выполнен прямозубым.

Современные шевинговальные станки не имеют цепи принудительной обкатки шевра и колеса, что накладывает на пару шевр — колесо требование: коэффициент перекрытия должен быть обязательно больше единицы. Как известно, коэффициент перекрытия винтовой передачи определяется зависимостью

$$\epsilon = \epsilon_a + \epsilon_s. \quad (3)$$

В зацеплении Новикова с перекрещивающимися осями осевой коэффициент перекрытия ϵ_a практически равен нулю и влиять на него не представляется возможным. Торцовый коэффициент перекрытия ϵ_s также мал, но его можно увеличить до необходимой величины, если специально профилировать шевр. Профилирование осуществляется при помощи общей для пары шевр — колесо вспомогательной производящей рейки P_2 . Эта рейка может быть получена при обкатке ее начальной плоскости по новому делительному цилиндру колеса, отличному от того, по которому обкатывалась начальная плоскость производящей рейки P_1 при нарезании самого колеса. Радиус нового делительного цилиндра определяется по обычной формуле

$$R_d = \frac{m^* Z_k}{2}, \quad (4)$$

с той разницей, что модуль m^* отличается от модуля колеса и зависит от величины смещения начальной плоскости рейки P_2 .

Величина смещения определяется из условия

$$l \geq \frac{\pi}{(\operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta)}, \quad (5)$$

где α и β — крайние значения параметра ϑ_i , соответствующие границам рабочего участка профиля исходного контура.

Аналогично для дозаполюсного зацепления Новикова

$$l_2 \geq \frac{\pi}{2(\operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta)}. \quad (6)$$

В первом приближении значения углов α и β можно выбирать в соответствии с обычным исходным контуром типа «Урал», что, как показывают контрольные расчеты, дает практически точные значения смещения.

Полученной таким образом рейкой P_2 можно нарезать шевер. Поверхности зубьев шевера в этом случае описываются системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \tilde{r}_{ш} &= \tilde{A}_{шр2} \tilde{A}_{р2к} \tilde{A}_{кр1} \tilde{r}_{р1}; \\ f_1(u_i, \vartheta_i, \psi) &= 0; \\ f_2(u_i, \vartheta_i, \psi, \varphi_k) &= 0; \\ f_3(u_i, \vartheta_i, \psi, \varphi_k, \varphi_{ш}) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Здесь $\tilde{r}_{р1}$ — матрица радиус-вектора поверхности производящей рейки P_1 ;

$\tilde{A}_{кр1}$, $\tilde{A}_{р2к}$, $\tilde{A}_{шр2}$ — матрицы перехода от системы рейки P_1 к системе колеса, от системы колеса к системе рейки P_2 и от системы рейки P_2 к системе шевера;

$u_i, \vartheta_i, \psi, \varphi_k, \varphi_{ш}$ — параметры.

Поскольку шевер прямозубый, при расчете различных вариантов нормального сечения зуба шевера на ЭЦВМ «Минск-22» аппликата $z_{ш}$ полагалась равной нулю.

В четвертой главе рассматривается геометрия зацепления Новикова с каналовыми поверхностями зубьев. При изготовлении колес зацепления Новикова одна из пары точно сопряженных поверхностей не является каналовой. Это вызвано стремлением к снижению вредных последствий, вызываемых погрешностями изготовления и монтажа, деформациями осей под нагрузкой и т. д. Действительно, если выполнить

исходный контур общим для обеих сопряженных поверхностей и расположить центр его кривизны на начальной прямой, то получится не точечное зацепление Новикова, а линейное.

Для колес зацепления Новикова, не подвергающихся термообработке и последующему шлифованию, получение одной из поверхностей неканаловой не имеет существенного значения. Однако для шлифуемых колес это обстоятельство является ограничивающим, так как не позволяет применить шлифование по методу копирования.

Исследованию и теоретическому обоснованию каналового зацепления посвящен ряд работ Р. М. Пенькова. В них рассмотрены одинарные линейное и точечное каналовые зацепления и комбинированное (аналогичное дозаполюсному) линейное каналовое зацепление.

Линейные каналовые зацепления в силу уже отмеченных недостатков не могут применяться в промышленности. Точечное каналовое зацепление не имеет указанных недостатков.

В соответствии со схемой, предложенной Р. М. Пеньковым, точечное каналовое зацепление образуется двумя вспомогательными сферами. Центр одной из них в абсолютном движении перемещается в абсолютном движении по мгновенной оси относительного вращения, а в относительном движении — по винтовой линии на цилиндре-аксоиде. Центр второй сферы в абсолютном движении перемещается по линии, параллельной оси относительного вращения, а в относительном движении — по винтовой линии, лежащей на цилиндре, соосном цилиндру-аксоиду. Поэтому окружности-характеристики (т. е. контактные линии) двух исходных сфер не лежат в одной плоскости. Это приводит к тому, что при изготовлении колес с помощью реечного инструмента, в основе которого будет лежать не сфера, а цилиндр, угол наклона инструмента при нарезании одного и другого колес будет различным. Очевидно, что модуль второго колеса в этом случае будет отличаться от модуля первого колеса и зависеть от числа зубьев Z_2 . Следует отметить, что по этой схеме получить комбинированное (дозаполюсное) зацепление с каналовыми поверхностями зубьев не представляется возможным.

Устранить указанные недостатки точечного каналового зацепления можно, если расположить окружности-характеристики производящих поверхностей в одной плоскости. Для этого нужно центры обеих вспомогательных сфер располагать не на начальных цилиндрах колес, а на несовпадающих с ними делительных цилиндрах. Радиусы делительных цилиндров должны быть такими, чтобы окружные скорости на

них были одинаковыми. Отличаться от радиусов начальных цилиндров они будут на

$$\Delta R_1 = \frac{e}{1+i} \quad \text{и} \quad \Delta R_2 = \frac{ie}{1+i}. \quad (8)$$

При выдержанных соотношениях радиусов начальных и делительных цилиндров углы подъема винтовых линий на этих цилиндрах попарно равны.

Образование каналовых поверхностей зубьев колес производится по схеме, аналогичной схеме образования поверхностей зубьев обычных колес зацепления Новикова. Поэтому для получения уравнений производящих поверхностей рейки и поверхностей зубьев колеса в четвертой главе используются результаты, полученные во второй главе работы. Поскольку центры окружностей участков профилей исходного контура лежат на начальных прямых, все уравнения значительно упрощаются.

Аналитическое обоснование сопряженности синтезированного каналового зацепления в диссертационной работе произведено с помощью метода М. Л. Ерихова, изложенного в первой главе. В результате выведено условие сопряженности, совпадающее с полученным ранее

$$i = \frac{R_4}{R_3} = \frac{R_{д4}}{R_{д3}}. \quad (9)$$

Описанный принцип образования каналового зацепления с одной линией зацепления позволяет синтезировать дозаполюзное зацепление с каналовыми поверхностями зубьев. При этом новый исходный контур отличается от типового исходного контура «Урал» тем, что при сохранении различия радиусов R_1 и R_2 рабочих участков профиля центры кривизны этих участков располагаются на одной начальной прямой. При вложении нового исходного контура самого в себя (для этого копию исходного контура в плоскости чертежа нужно повернуть на 180° и совместить с начальным положением) начальные прямые не сливаются в одну линию, как это было бы у типового контура «Урал», а центры дуг рабочих участков профилей попарно лежат на них.

Различное положение начальных прямых при вложении предлагаемых исходных контуров говорит о том, что при нарезании колес каналового дозаполюзного зацепления реечным инструментом обкатку следует вести не по начальным цилиндрам, а по делительным, не совпадающим с начальными. При работе зацепления аксоидами по-прежнему будут начальные цилиндры.

При изготовлении каналовой дозаполюзной передачи со стандартным нормальным модулем межосевое расстояние

определится из выражения

$$A = \frac{m_s(z_1 + z_2)}{2} - e, \quad (10)$$

где m_s — торцовый модуль;
 z_1 и z_2 — числа зубьев колес;
 e — радиальная составляющая разности радиусов R_1 и R_2 участков исходного контура.

В конце четвертой главы указывается на возможность шлифования методом копирования колес дозаполюзного зацепления Новикова, нарезанного типовым инструментом, с помощью шлифовального круга, спрофилированного по специально спроектированному исходному контуру.

В работе даны новые решения следующих вопросов теории зацепления.

1. Предложено точечное каналовое зацепление Новикова с одной линией зацепления, разработана его геометрия и доказана сопряженность.

2. Предложено каналовое дозаполюзное зацепление Новикова, разработаны условия и методика проектирования нового исходного контура.

3. Указана возможность шлифования методом копирования колес дозаполюзного зацепления Новикова, нарезанного инструментом с типовым исходным контуром, с помощью шлифовального круга, спрофилированного по специально спроектированному исходному контуру.

4. Разработана методика профилирования шевера для шевингования зубчатых колес дозаполюзного зацепления Новикова.

5. Получена компактная матричная запись дифференциального винтового комплекса и уравнений зацепления, полученных методом дифференциального винтового комплекса.

6. Предложена относительно простая методика составления уравнения зацепления путем сопоставления систем координат исследуемой передачи с системами координат общего случая зацепления.

7. Получена компактная матричная запись выражений, связывающих первые и вторые производные в обозначениях Монжа для огибающей и огибаемой поверхностей.

8. Записаны в компактной матричной форме выражения для отыскания ребра возврата и предельной кривой.

9. Произведено шлифование опытного образца дозаполюзного зубчатого зацепления Новикова по методике, предложенной в работе.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

Н. И. Колчин, Г. В. Опарин. Дозаполюсное зацепление Новикова с каналовыми поверхностями зубьев. Изв. высших учебных заведений, Машиностроение, 1968, № 8.

Г. В. Опарин. Шевингование зубчатых колес с зацеплением Новикова. Труды ЛПИ, № 299, 1968.

Л. И. Блейшмидт, Г. В. Опарин. Применение методов линейной алгебры при исследовании зацеплений в координатной форме. Труды ЛПИ, № 299, 1968.

Г. В. Опарин, Н. И. Зубов, Л. И. Блейшмидт. Шлифование зацепления Новикова по методу копирования. Труды Дальневосточного политехнического института им. В. В. Куйбышева, т. 67, 1968.

М 51835. Подписано к печати 28-ХII-70 г. Формат бумаги $60 \times 90^{1/16}$.
Объем 1 печ. л. Заказ 1109. Тираж 120. Бесплатно.

Лаборатория полиграфических машин Ленинградского ордена Ленина
политехнического института им. М. И. Калинина.
Ленинград, К-251, Политехническая, 29.