

21. 209  
893  
V  
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
СССР

ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ ИМЕНИ  
ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

---

---

На правах рукописи

КУЗЬМЕНКО Анатолий Филиппович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ НАКАТЫВАНИЯ ТОЧНЫХ РЕЗЬБ  
ГОЛОВКАМИ ТАНГЕНЦИАЛЬНОГО ТИПА

Специальность 05.02.08 - "Технология машиностроения"

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т  
диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Челябинск - 1982

ЧПИ

Работа выполнена в Челябинском политехническом институте  
имени Ленинского комсомола и на Волжском автомобильном  
заводе имени 50-летия СССР.

Научный руководитель - доктор технических наук, профессор  
МАТВЕЕВ В.В.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
СУЛТАНОВ Т.А.,  
кандидат технических наук, доцент  
МИРНОВ А.Я.

Ведущее предприятие - Московский автомобильный завод имени  
И.А.Лихачёва.

Защита состоится " " 1982 г., в ч, в  
ауд. 244 на заседании специализированного совета по техноло-  
гии машиностроения Челябинского института им. Ленинского ком-  
сомола по адресу: 454044, г. Челябинск, проспект Ленина, 76.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Челябинско-  
го института имени Ленинского комсомола.

Просим принять участие в работе совета или прислать отзыв  
в двух экземплярах с заверенными гербовой печатью подписями.

Аннотация разослана " " 1982 г.

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ  
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО СОВЕТА  
профессор

 МЕНЫШАКОВ В.М.

**Актуальность проблемы.** Решениями XXV и XXVI съездов КПСС большое внимание уделяется эффективности производства. Исследование технологических параметров на точность, тщательное изучение условий работы оборудования и оснастки, а также создание новых и совершенствование наиболее прогрессивных методов обработки, и в частности накатывания резьб, являются первоочередными задачами машиностроения текущей пятилетки.

Тангенциальный способ накатывания резьб на токарных многошпиндельных автоматах — практически единственный, обеспечивающий возможность накатывания резьбы за буртом на деталях, изготавливаемых в цикле автоматизированного производства. Этот способ значительно расширяет технологические возможности изготовления деталей с наружной резьбой и при определенных условиях гарантирует высокое качество резьбовой поверхности. Однако среди многообразия существующих способов образования наружных резьб тангенциальный способ накатывания на токарных многошпиндельных автоматах является сравнительно новым и недостаточно изученным.

Анализ ранее выполненных исследований и данных производства показал, что имеющиеся рекомендации по осуществлению тангенциального способа не позволяют достаточно качественно и эффективно накатывать резьбы высокой точности. Вопросам точности накатывания резьб резьбонакатными головками тангенциального типа посвящено незначительное количество работ. В настоящее время отсутствуют какие-либо исследования, направленные на совершенствование расчетных зависимостей с целью повышения качества накатываемых резьб и выявления условий, при которых возможно накатывание резьб заданной точности и размеров. Практически не исследована особенность кинематики тангенциального накатывания, ее влияние на точность резьбы и на настройку резьбонакатных роликов в головке.

Поэтому исследование процесса тангенциального способа накатывания резьб, его особенностей и определение технологических параметров, при которых возможно накатывание резьб заданной точности и увеличение срока службы инструмента, являются актуальными и целесообразными.

**Цель работы.** Совершенствование существующих расчетных зависимостей для тангенциального способа накатывания и частичное восполнение имеющихся пробелов по накатыванию точных резьб.

Для достижения поставленной цели в работе решались следующие задачи:

1. Выполнить теоретические и экспериментальные исследования кинематики и динамики накатывания резьбы. Установить основные расчетные зависимости.

2. Выявить качественные и количественные связи между конструкторско-технологическими параметрами и исследовать влияние колебаний диаметров стержней и механических свойств металла заготовок на точность накатывания диаметральных размеров резьбы деталей.

3. Составить алгоритм и программу расчета геометрических параметров роликов и областей допустимых колебаний механических свойств и диаметров стержней заготовок под накатывание. Внедрить результаты исследований в производство.

Общая методика исследований. В соответствии с основными задачами в работе выполнены комплексные теоретические и экспериментальные исследования кинематики и динамики тангенциального способа накатывания резьбы, установлены качественные и количественные связи между результатами теоретических и экспериментальных исследований осевых перемещений и сил. На основе установленной зависимости для расчета радиальной составляющей усилия накатывания выявлены логические и функциональные связи между конструкторско-технологическими параметрами и точностью накатываемой резьбы. Экспериментальными исследованиями подтверждены теоретические положения работы и определены необходимые для расчетов справочные коэффициенты, а также решены некоторые самостоятельные вопросы. Экспериментально исследовалась кинематика профилеобразования, степень влияния диаметров роликов, подачи, скорости накатывания, а также обрабатываемого материала на составляющие усилия накатывания. Статистическими исследованиями проверялась взаимосвязь между упругими деформациями резьбонакатной головки и точностью накатывания среднего диаметра резьбы. Расчеты по полученным зависимостям и обработка экспериментальных данных выполнялась на ЭВМ. Экспериментальные исследования проводились в лабораторных и заводских условиях.

Научная новизна. Впервые на основании установленных закономерностей кинематики профилеобразования и распределения контактных напряжений получено уравнение линии зацепления, определяющей положение диаметров роликов и накатываемой заготовки, обрабатываемых без скольжения. Введено понятие линии углов рав-

ного подъема соприкасающихся винтовых линий ролика и заготовки, и получено ее уравнение. Получена аналитическая зависимость для расчета осевых перемещений и установлены взаимосвязи между накопленными перемещениями и регистрируемыми осевыми силами, и их зависимость от наружного диаметра роликов.

Впервые исследовано влияние характера подачи при тангенциальном способе на кинематику накатывания резьбы. Дано аналитическое описание явления угла "закручивания" роликов в процессе накатывания и определены факторы, влияющие на величину угла "закручивания".

Используя полученную зависимость для расчета радиальной составляющей усилия накатывания, для исследования точности накатывания диаметральных размеров резьбы установлена взаимосвязь между радиальной составляющей усилия накатывания и жесткостью резьбонакатной головки в направлении действия радиальной составляющей. Впервые осуществлен анализ точности накатывания диаметральных размеров резьбы от нестабильности усилия накатывания и определены условия, при которых возможно накатывание резьбы заданной точности и размеров.

Практическая ценность. С целью совершенствования технологии накатывания точных резьб – обеспечения требуемого качества, повышения стойкости роликов и работоспособности деталей и узлов резьбонакатного устройства – разработана методика расчета геометрических параметров роликов, включающая расчет диаметров роликов и их настройку по шагу с учетом угла "закручивания", а также практические рекомендации по эксплуатации резьбонакатных устройств тангенциального типа. Разработанный метод определения допустимых сочетаний отклонений предела прочности и диаметров стержней заготовок с использованием ЭВМ дает возможность обеспечить точность накатывания наружных резьб и надежность внедрения технологических процессов при освоении новых изделий.

Проведенные исследования позволили выявить резервы повышения точности и производительности технологического процесса обработки наружных резьб. Результаты исследований могут служить руководящим материалом при проектировании и эксплуатации резьбонакатных головок тангенциального типа.

Реализация работы в промышленности. Внедрение результатов исследований автора на Камском и Волжском автомобильных заводах за счет повышения точности накатываемых резьб, стойкости инструмента и увеличения работоспособности деталей и узлов резьб

бонакатных устройств дало экономический эффект 89900 рублей, а также результаты исследований использованы рядом промышленных предприятий.

Апробация работы. Диссертация заслушана и рекомендована к защите на совместном заседании кафедр "Автоматизация механооборочного производства", "Технология машиностроения", "Технология металлов" и "Станки и инструмент" Челябинского политехнического института им. Ленинского комсомола.

Основные материалы диссертации докладывались на научно-технической конференции "Прогрессивные методы обработки, конструкции инструмента, режимы резания и СОЖ для обработки конструкционных сталей и труднообрабатываемых материалов", г. Ижевск, 1977 г.; на научно-техническом семинаре "Новое в технологии изготовления резьб, повышающее качество резьбовых соединений", г. Челябинск, 1978 г.; на научно-технических конференциях ТПИ, г. Тольятти, 1979, 1980 г.г.

По теме диссертации опубликовано 12 печатных работ.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, общих выводов (что составляет 150 страниц машинописного текста, 81 рис., 15 табл.), а также списка использованной литературы из 105 наименований и приложения.

#### ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КИНЕМАТИКИ НАКАТЫВАНИЯ РЕЗЬБ. ВЫВОД ОСНОВНЫХ РАСЧЕТНЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕЗЬБОНАКАТНЫХ РОЛИКОВ

Исследование влияния движения подачи роликов на кинематику накатывания резьбы

При тангенциальном способе накатывания резьбы на токарных многоспindleльных автоматах крутящий момент передается от заготовки к роликам, которые при этом вращаются в одном направлении. Но при прохождении заготовки между роликами в направлении подачи последние увлекаются во встречное относительно друг друга вращение. Поэтому для одного из роликов угловая скорость равна сумме двух движений, а для второго — их разности (рис. I), т.е. ролики имеют неодинаковые угловые скорости. Это приводит к тому, что за цикл накатывания ролики поворачиваются друг относительно друга на некоторый угол "закручивания", изменяя при этом к концу накатывания начальную установку роликов по шагу.

Рассматривая ролики и заготовку как систему тел, находящихся



в сложном плоскопараллельном движении, получены математическим путем точная (1) и приближенная (2) формулы для расчета угла "закручивания"  $\theta_n$ , дающие практически одинаковые результаты

$$\theta_n = \frac{2A}{D_p} \cdot \ln \frac{L + 0,5(D_p + d_3)}{0,5A}; \quad (1)$$

$$\theta_n = \frac{4L}{D_p} \cdot \frac{\sin \varphi_0}{\varphi_0}, \quad (2)$$

где  $D_p$  - наружный диаметр резбонакатных роликов;  
 $d_3$  - диаметр стержня заготовки под накатывание;  
 $L$  - рабочий путь резбонакатной головки;  
 $A$  - межосевое расстояние роликов;  
 $\varphi_0$  - угол начального контакта роликов и заготовки.

Формулы (1,2) справедливы при абсолютно жесткой резбонакатной головке. В реальных условиях под действием радиальной составляющей усилия накатывания корпус резбонакатной головки деформируется на величину упругой деформации  $y$ , изменяя при этом межосевое расстояние роликов. Для получения годной резьбы межосевое расстояние роликов при настройке уменьшается на эту величину, и соответственно, увеличивается угол начального контакта и рабочий путь. Вместе с ними увеличивается и угол "закручивания". При этом рабочий путь, угол начального контакта и межосевое расстояние определяются выражениями:

$$L = 0,5 \sqrt{(D_p + d_3)^2 - (D_p - 2h_u + d_2 - y)^2}; \quad (3)$$

$$\varphi = \arcsin \frac{2L}{D_p + d_3}; \quad (4)$$

$$A = D_p - 2h_u + d_2 - y, \quad (5)$$

где  $h_u$  - высота головки профиля резьбы инструмента;  
 $d_2$  - средний диаметр резьбы детали.

Расчеты показывают, что угол "закручивания" может достигать  $40^\circ - 45^\circ$ , и если его не учитывать при настройке роликов, то в конце накатывания ролики будут стремиться переместиться друг относительно друга вдоль своих осей в противоположных направлениях. С точки зрения повышения качества накатывания резьбы и



работоспособности деталей и узлов резьбонакатной головки важным условием является совпадение профилей роликов и накатываемой заготовки в момент окончания профилеобразования. Для обеспечения этого условия настройка роликов должна выполняться по рискам, наносимым на торцах роликов в соответствии со схемой (рис.2). Более подробный анализ угла "закручивания" на кинематику накатывания и практические рекомендации приведены в диссертации.

#### Кинематика взаимного обкатывания на активной стадии профилеобразования

Наиболее важным конструкторским параметром с точки зрения обеспечения возможности накатывания и исключения образования систематических погрешностей при тангенциальном способе накатывания резьбы является наружный диаметр роликов. Его размер определяет величину и направление осевых сил и перемещений при накатывании. Вывод зависимости для его расчета основан на выполнении условия равенства нулю суммарных осевых перемещений роликов за цикл активного профилеобразования, то есть на необходимости возвращения роликов в исходное положение к концу накатывания.

Осевые перемещения есть результат несовпадения углов подъема винтовых линий ролика и накатываемой заготовки на катающих (обкатывающихся без скольжения) диаметрах. Определение катающих диаметров возможно при известном в любой момент накатывания положении полюса зацепления на линии их контакта. Полюс зацепления — это точка на линии контакта профилей ролика и накатываемой заготовки, в которой геометрическое скольжение отсутствует. Для его определения применен метод М.И.Писаревского, согласно которому положение полюса зацепления определяется равенством работ сил трения скольжения на участках линии контакта, расположенных по обе стороны от полюса зацепления.

В диссертации показано, что положение полюса зацепления зависит от закономерностей изменения высоты контакта профилей ролика и накатываемой заготовки в любой момент накатывания и от изменения нормального напряжения в пределах этой высоты.

Высота контакта  $h_t$  складывается из глубины радиального внедрения  $t_i$  профиля резьбы роликов в заготовку и прироста  $h_c$  образуемого профиля резьбы (рис.3).

$$h_t = t_i + h_c \quad (6)$$

Характер радиального внедрения при тангенциальном способе накатывания неравномерен и описывается уравнением

$$t_i = 0,5(D_p + d_3) - \sqrt{(L - S_T n_i)^2 + (0,5A)^2}, \quad (7)$$

в котором независимой переменной является количество оборотов заготовки  $n_i$  от начала накатывания;  $S_T$  - тангенциальная подача.

Рассматривая вытесненный и вытесняемый объем металла при профилировании резьбы в соответствии с условием постоянства металла при пластической деформации получено кубическое уравнение

$$a_i h_i^3 + b_i h_i^2 + c_i h_i + d_i = 0, \quad (8)$$

где  $a_i, b_i, c_i, d_i$  - коэффициенты уравнения.

Решение уравнения (8) относительно  $h_i$  определяет закономерность прироста профиля накатанной резьбы в зависимости от радиального внедрения.

Установление закономерности изменения контактных напряжений в пределах высоты контакта было выполнено с привлечением нижеследующего метода, разработанного Е.П. Унксовым и основанного на совместном решении уравнений равновесия и пластичности.

Показано, что при накатывании резьбы деформация металла в основном происходит в направлении осей  $Y$  и  $Z$  (рис. 4). В направлении оси  $X$  деформация незначительна и ее можно принять равной нулю. Поэтому, в соответствии с теорией пластичности этот случай деформации можно представить как плоское деформированное состояние. Это дало возможность, используя гипотезу плоских сечений, и в соответствии со схемой, получить дифференциальное уравнение равновесия.

$$\frac{d\sigma_n}{d\rho} + \frac{\sigma_n}{\rho} - \frac{m\sigma_a}{\rho} = 0, \quad (9)$$

где  $m = \frac{2(\sin \alpha/2 + \mu \cos \alpha/2)}{\alpha}$ ;

$\mu$  - коэффициент трения при пластической деформации (по данным И. Л. Перлина  $\mu = 0,08 \dots 0,12$ ).

В уравнении (9) исключено одно из неизвестных принятым соотношением между нормальным и касательным контактными напряжениями.

$$\tau_k = \mu \sigma_a. \quad (10)$$

В качестве второго уравнения принято условие пластичности, соответствующее случаю плоско-деформированного состояния

$$\sigma_n - \sigma_a = \beta \sigma_s = K, \quad (11)$$

где  $\beta$  - коэффициент Лодэ;  
 $\sigma_s$  - истинный предел текучести.

Решение системы уравнений (9, 10, 11) позволило установить исковую закономерность распределения контактных нормальных напряжений на боковой стороне профиля

$$\sigma_a = -K \left[ \frac{m}{1-m} - \left( \frac{1}{1-m} - \psi \right) \left( \frac{\rho}{\rho_1} \right)^{m-1} \right]. \quad (12)$$

Используя уравнение (12) и метод линии скольжения была определена зависимость для расчета нормальных напряжений в районе впадины профиля накатываемой резьбы

$$\sigma_n = -K \left[ \frac{m}{1-m} - \left( \frac{1}{1-m} - \psi \right) \left( \frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^{m-1} + \frac{3}{2} \pi - \frac{\alpha}{2} \right]. \quad (13)$$

Установленные закономерности (6, 12, 13) практически учитывают все технологические параметры, влияющие на кинематику накатывания резьбы. Они дали возможность получить в законченном виде уравнение линии зацепления, представляющей геометрическое место точек полюсов зацепления на плоскости

$$t_{oi} = \frac{f_s [J_2 (t_i + q) - J_1 \cos \alpha/2]}{f_s J_2 + f_b J_3}, \quad (14)$$

где

$$q = \left( \frac{p}{4 \sin \alpha/2} + \frac{d_2 - d_1}{2 \cos \alpha/2} \right) \cos \alpha/2;$$

$$J_1 = \frac{1}{\cos^2 \alpha/2} \left\{ \frac{a}{2} \left[ (q + t_i)^2 - (q - h_i)^2 \right] - \frac{b}{m+1} (q - h_i) \left[ \left( \frac{q + t_i}{q - h_i} \right)^{m+1} - 1 \right] \right\};$$

$$J_2 = \frac{1}{\cos \alpha/2} \left\{ a(t_i + h_i) - \frac{b(q - h_i)}{m} \left[ \left( \frac{q + t_i}{q - h_i} \right)^m - 1 \right] \right\};$$

$$J_3 = \frac{1}{2} e \left[ a - b \left( \frac{q + t_i}{q - h_i} \right)^{m-1} + \frac{3}{2} \pi - \frac{\alpha}{2} \right];$$

$$a = \frac{1}{1-m}; \quad b = \frac{1}{1-m} - \psi;$$

$f_s$  - коэффициент зоны скольжения ( $f_s = 0,17 \dots 0,18$ );

$f_b$  - коэффициент зоны прилипания ( $f_b = 0,5$ ).

Расчеты показали, что линия зацепления 3 (рис.5) не совпадает ни с линией изменения внутреннего диаметра I, ни с осью соответствующей исходному диаметру стержня.

Уравнение линии зацепления определяет диаметры роликов и накатываемой заготовки, при которых геометрическое скольжение отсутствует. Если бы углы подъема винтовых линий, соответствующих этим диаметрам, были равны, то и осевого перемещения при накатывании резбов не было бы вообще. В действительности углы подъема винтовых линий ролика и накатываемой заготовки на диаметрах зацепления в общем случае не совпадают. Это несовпадение обуславливает появление при накатывании осевых сил и перемещений.

Для оценки степени несовпадения углов подъема соприкасающихся винтовых линий на диаметрах зацепления и их влияния на осевые перемещения в работе введено понятие линии углов равного подъема и получено ее уравнение

$$t_w = \frac{K_p d_3 - D_p}{2(K_p + 1)} + \frac{t_i}{K_p + 1}, \quad (15)$$

где  $K_p$  - число заходов резбов роликов.

Линия углов равного подъема представляет собой геометрическое место точек на плоскости, в которых углы подъема соприкасающихся винтовых линий ролика и заготовки совпадают.

Анализ показал, что положение линии зацепления на плоскости относительно линий I и 2, характеризующих кинематику профилообразования, практически не зависит от диаметра роликов при неизменных прочих условиях. Наоборот, на положение линии углов рав-

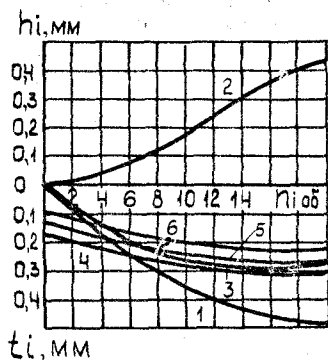


Рис. 5. Графики кинематики профилеобразования и накатывания резьбы, характеризующие: 1 - изменение внутреннего диаметра; 2 - изменение наружного диаметра; 3 - линию зацепления; 4, 5, 6 - линии равных углов подъёма

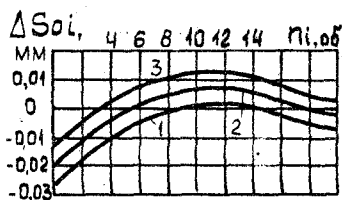


Рис. 6. Изменение единичных осевых перемещений по циклу накатывания резьбы для отличающихся по наружному диаметру роликов

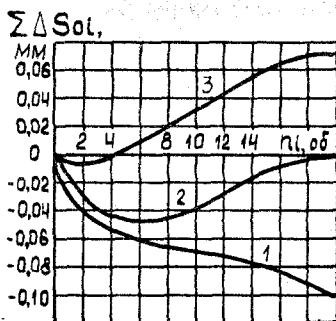


Рис. 7. Изменение накопленных осевых перемещений по циклу накатывания резьбы для отличающихся по наружному диаметру роликов

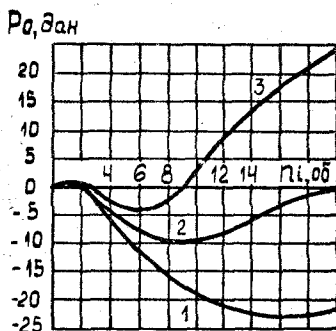


Рис. 8. Графики регистрируемых осевых сил при накатывании резьбы отличающимися по диаметру роликами

Линии 1, 2, 3 (рис. 6, 7, 8) соответствуют линиям 4, 5, 6 (рис. 5), построенным для примера накатывания резьбы М18х1,5-4h6h роликами с диаметрами 33,1 мм, 33,3 мм, 33,5 мм соответственно.

ного подъема 4,5,6 диаметр роликов оказывает непосредственное влияние. Как следует из графиков, для некоторых размеров наружного диаметра роликов равенства углов подъема винтовых линий роликов и накатываемой заготовки на диаметрах зацепления нет вообще. Изменяя диаметр роликов, можно добиться такого положения, при котором линия углов равного подъема будет частично совпадать или пересекаться с линией зацепления. В случае их совпадения углы подъема винтовых линий ролика и заготовки равны, а следовательно осевые перемещения в этот момент отсутствуют. А при их несовпадении углы подъема соприкасающихся винтовых линий ролика и заготовки на линии зацепления, естественно, не равны. Это и свидетельствует о наличии осевых перемещений. И величина, и направление осевых перемещений зависят от разности ординат точек линии зацепления и углов равного подъема.

Единичные осевые перемещения определены зависимостью

$$\Delta S_{oi} = P \left[ 1 - \frac{d_3 - 2(t_i - t_{oi})}{d_3 - 2t_w} \right] \quad (16)$$

и показаны графиками (рис.6). Из этой зависимости следует, что равенство нулю единичных осевых перемещений возможно лишь при совпадении ординат точек линии зацепления и углов равного подъема. В процессе накатывания резьбы роликами с винтовой нарезкой единичные осевые перемещения накапливаются. Накопленные осевые перемещения определены как сумма единичных осевых перемещений за цикл накатывания. В зависимости от относительного расположения линий зацепления и равных углов подъема в конце профилеобразования могут преобладать осевые перемещения одного знака – положительные или отрицательные, или могут быть равны нулю. В последнем случае до некоторого момента, характеризуемого пересечением линии равного угла подъема и зацепления, осевые перемещения происходят в одну сторону, а затем в противоположную (рис.7).

При тангенциальном способе накатывания в условиях ограничения осевых перемещений, накапливаемые осевые перемещения до некоторой степени компенсируются упругими деформациями резьбонакатного устройства. Очевидно, чем больше по величине будут накопленные осевые перемещения к концу активного профилеобразования, тем будет большая упругая деформация и, следовательно, большие по величине осевые силы сопротивления. Учитывая связь осевых перемещений и осевых сил, наиболее оптимальными диамет-

рами роликов являются такие, которые обеспечивают равенство нулю суммарных осевых перемещений в конце накатывания.

Заметив, что для оптимальных диаметров роликов линия равных углов подъема пересекает линию зацепления, причем площади, заключенные между ними до точки пересечения и после нее примерно равны, при выводе формулы для расчета диаметров роликов положено равенство этих площадей. Это значительно упростило вывод формулы для расчета диаметров роликов

$$D_p = \frac{1}{K_p(1-\gamma)} [2(K_p+1)t_0 + K_p\gamma(d_1 - 2h_u) + K_p d_s], \quad (17)$$

где  $t_0 = t_{01} \cdot P$  ;

$t_{01}$  - среднее отклонение линии зацепления от внутреннего диаметра накатываемой резьбы, соответствующее шагу 1 мм (табл. I);

$$\gamma = \frac{\sin \varphi_0}{\varphi_0}$$

Таблица I

Данные величин среднего отклонения линии зацепления, соответствующих шагу 1 мм, для различных типов и классов точности резьбы, мм

Стандарт на резьбу		Расчетная высота	Средн. значен.	Стандарт на резьбу	Расчетная высота	Средн. значен.
ГОСТ 16093-70	4h	0,325 P	0,131	СТП (ВАЗ) 37.101 7502-75	0,325 P	0,111
	6h		0,134			
	8g		0,136			
ГОСТ 4608-65	T <sub>0</sub>	0,325 P	0,108	ГОСТ 6211-69	0,320 P	0,118
	T <sub>02</sub>		0,109			
СТ СЭВ 304-76		0,27063 P	0,093	ГОСТ 6111-52	0,38058 P	0,227

Справедливость принятия такого решения подтверждается равенством нулю суммарных осевых перемещений (теоретически) (рис.7) и осевых сил (экспериментально) (рис.8) при диаметрах роликов, рассчитанных по предлагаемой формуле.

Экспериментально поиск оптимальных диаметров роликов выполнен на специально созданной динамометрической установке, позволяющей вести измерения всех составляющих усилия накатывания. В процессе экспериментальных исследований установлена взаимосвязь между теоретически определяемыми перемещениями и регистрируемыми осевыми силами, выявлена степень влияния отклонений диаметров роликов от оптимальных на составляющие усилия, влияние подачи, скорости накатывания и, частично, влияние обрабатываемых материалов и СОЖ. Экспериментальными исследованиями подтверждено неизменность отношения коэффициентов  $f_s / f_b = 0,35 \dots 0,36$ . Выполненные экспериментальные исследования подтверждают справедливость теоретических исследований, отражая взаимосвязь осевых перемещений и регистрируемых осевых сил, независимость расчетов диаметров роликов от технологических параметров процесса накатывания, а также неизменность соотношения коэффициентов зон скольжения и прилипания.

Расчеты диаметров резьбонакатных роликов для накатывания остроугольных резьб с различной степенью точности позволили выявить прямо пропорциональную связь между средним значением  $t_0$ , характеризующей положение полюса зацеплений и шагом накатываемой резьбы при заданной высоте головки профиля резьбы инструмента.

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ДИАМЕТРАЛЬНЫХ РАЗМЕРОВ НАКАТЫВАЕМОЙ РЕЗЬБЫ ПОД ВЛИЯНИЕМ НЕСТАБИЛЬНОСТИ РАДИАЛЬНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ УСИЛИЯ НАКАТЫВАНИЯ

Для исследования точности накатывания диаметральных размеров резьбы предусмотрена взаимосвязь между радиальной составляющей усилия накатывания  $P_R$  и жесткостью резьбонакатной головки  $y$  в направлении действия радиальной составляющей.

Жесткость резьбонакатной головки определена экспериментально и представлена эмпирической зависимостью.

$$y = a_y P_R^{b_y}, \quad (18)$$

где  $a_y, b_y$  - числовые параметры, характеризующие жесткость.



Радиальная составляющая усилия накатывания определена зависи-  
мостью, учитывающей практически все основные конструкторско -  
технологические параметры, в том числе и скоростные: подачу и  
окружную скорость. При ее выводе было учтено, что при тангенси-  
альном способе радиальное обжатие в конце накатывания равно нулю,  
поэтому ширина контакта зависит лишь от упругой составляющей, оп-  
ределение которой было выполнено в соответствии с контактной за-  
дачей Герца. Влияние скоростных параметров учтено коэффициентом  
 $K_{\omega}$  влияния скорости пластической деформации, эмпирическая за-  
висимость для определения которого получена в результате обработ-  
ки экспериментальных данных.

$$P_R = \sigma_B^2 k_{\delta}^2 n_{\alpha}^2 \cdot \frac{L_p}{P} \cdot \xi \cdot \frac{4 D_p (d_3 - 2 t_i)}{\pi (D_p + d_3 - 2 t_i)} \left[ \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} (h_t - h_u) + 0,25 P \right] K_{\omega}^2, \quad (19)$$

где  $\sigma_B$  - предел прочности обрабатываемого материала;  
 $L_p$  - длина резьбы накатываемой заготовки;

$$k_{\delta} = e^{\delta_{\text{ш}}} \left( \frac{\delta}{\delta_{\text{ш}}} \right)^{\delta_{\text{ш}}}; \quad n_{\alpha} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{0,5 m \cdot \alpha J_2 + J_3}{0,5 e + h_t \operatorname{tg} \alpha / 2};$$

$\delta_{\text{ш}}$  - относительное удлинение образца при испытании на раз-  
рыв;

$$\delta = \ln \frac{d_3^2}{(d_3 - 2 t_i)^2}; \quad \xi = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2};$$

$E_1, E_2$  - модули упругости первого рода материалов заготовки  
и инструмента;

$\nu_1, \nu_2$  - коэффициенты Пуассона материалов заготовки и инстру-  
мента;

$$K_{\omega} = 1,35 (\omega_r + 0,18)^{0,23}; \quad \omega_r = \frac{K_p S_r n_{\text{шп}} \sqrt{(D_p + d_3)^2 - (D_p + d_2 - 2 h_u)^2}}{D_p (D_p + d_3)};$$

$n_{\text{шп}}$  - частота вращения накатываемой заготовки.

Из зависимости (19) следует, что основными факторами, влияю-  
щими на нестабильность радиальной составляющей усилия накатыва-  
ния, а следовательно, и на рассеивание диаметральных размеров  
являются колебание предела прочности металла заготовки и диа-  
метра стержня под накатывание. При изменении хотя бы одного из

них происходит изменение усилия накатывания. С его изменением происходит ряд последовательных изменений параметров: упругой деформации на величину  $\Delta y$ , настроечного динамического размера межосевого расстояния роликов, а следовательно, и среднего диаметра  $d_2$  резьбы. При этом изменяется высота профиля накатываемой резьбы  $h_t$ , но ее изменение вызывает изменение усилия накатывания и т.д. Описанная последовательность будет происходить до тех пор, пока не наступит устойчивое равновесие между новым значением усилия  $P_R$  и оказываемым сопротивлением резьбонакатной головкой. Это условие равновесия представлено трансцендентным уравнением

$$\left(\frac{y+\Delta y}{a_y}\right)^{\frac{1}{b_y}} = G_8^2 n_8^2 k_8^2 k_w^2 \frac{L_p}{P} \cdot \left\{ \frac{4D_p(d_3-2t_i)}{\pi(D_p+d_3-2t_i)} \times \right. \\ \left. \times \left[ \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} (h_{tj} - h'_u) + 0,25 P \right] 10^{-3} \right\}$$

где  $\Delta y$  — дополнительная упругая деформация от изменения параметров  $G_8$  и  $d_3$ ;

$h_{tj}$  — высота накатываемого профиля, отражающая влияние дополнительной упругой деформации.

Используя это уравнение, в зависимости от отклонений диаметра стержней и предела прочности были рассчитаны для некоторых условий накатывания дополнительные упругие деформации и построены их графики (рис. 9). Дополнительные упругие деформации непосредственно определяют точность среднего диаметра резьбы.

При исследовании точности накатывания наружного диаметра резьбы использовалась формула для расчета среднего значения диаметра стержня, полученная из кубического уравнения (8).

$$d_3 = \sqrt{\frac{8}{P} \left\{ \left[ A(Bh_t + 0,5PA) \right] - \frac{2}{3} h_t^3 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - h_t^2 \left[ \left( A \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - \frac{1}{2} B \right) \right] \right\}}, \quad (21)$$

где  $A = 0,5d_2 - h'_u$ ;  $B = 0,5P + 2h'_u \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ ;  $h_t = \frac{d-d_2}{2} + h'_u$ .

Ее анализ показывает, что при неизменных предельных размерах наружного диаметра резьбы детали зависимость диаметров стержней от среднего диаметра в пределах поля допуска определяется при —

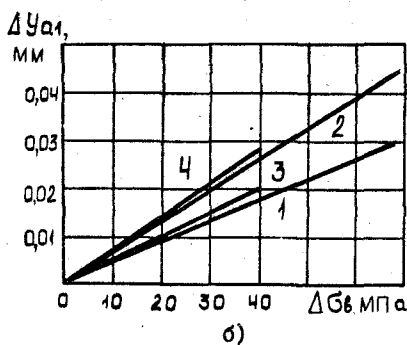
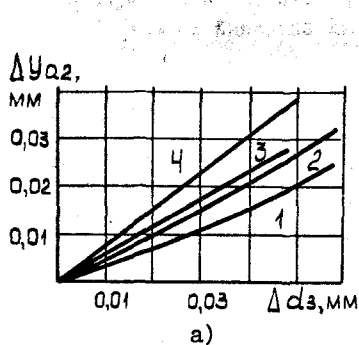


Рис. 9. Зависимость дополнительных упругих деформаций от изменения диаметра стержня (а) и изменения предела прочности металла заготовок (б) при накатывании резьбы М18х1,5-4h6h: 1 -  $l_p = 10$  мм; 2 -  $l_p = 17$  мм (сталь АС14); 3 -  $l_p = 10$  мм; 4 -  $l_p = 17$  мм (сталь АС35Г2)

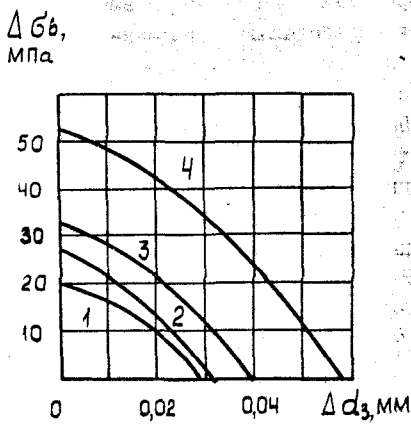
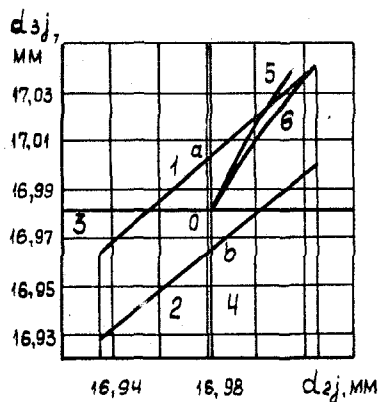


Рис. 10. К анализу влияния отклонения диаметра стержня заготовок на точность накатывания диаметральных размеров резьбы: 1, 2 -  $d_3 = f(d_2)$  соответственно при  $d = d_{\max}$  и  $d = d_{\min}$ ; 3, 4 - усреднённые диаметры стержня  $d_3$  и среднего  $d_2$ ; 5, 6 -  $d_2 = f(d_3)$  при  $l_p = 10$  мм и  $l_p = 17$  мм

Рис. 11. Полуобласти допустимых сочетаний отклонений диаметра стержня и предела прочности металла заготовок под накатывание резьбы: 1 - М18х1,5-Т (ВАЗ); 2 - М18х1,5-Т0; 3 - М18х1,5-4h6h; 4 - М18х1,5 - 6g ( $l_p = 17$  мм, сталь АС35Г2)

ными линиями I, 2 (рис.10). Площадь, ограниченная этими линиями, является областью существования возможных значений диаметров стержней под накатывание, обеспечивающих получение наружного диаметра резьбы в пределах его поля допуска. Следовательно, линии I и 2 и площадь, заключенная между ними, характеризуют и точность наружного диаметра резьбы в зависимости от диаметра стержня под накатывание и действительного среднего диаметра резьбы, принимаемого за настроечный размер. Если пересечение линий диаметра стержня заготовки 3 и среднего диаметра 4 попадают в область диаметров стержней, то наружный диаметр будет в пределах поля допуска. В противном случае будет потеря точности по наружному диаметру резьбы.

В зависимости от размеров резьбы накатываемой детали и жесткости резьбонакатной головки допустимое колебание диаметра стержня может изменяться и находиться или между точками  $a$  и  $b$  - в условиях абсолютно жесткой резьбонакатной головки или теоретически возможно его увеличение до границ, определяемых предельными средними и наружными диаметрами - в условиях нормальной жесткости резьбонакатной головки. Но при изменении условий накатывания, например, длины резьбы, обрабатываемого металла и других допустимое колебание диаметра стержня уменьшится.

Поэтому метод определения допустимых отклонений диаметра стержня по предельным размерам накатываемой резьбы не может дать истинного представления о их величинах. Их определение возможно лишь при учете отклонений предела прочности для конкретных условий накатывания.

Рассеивание диаметров стержня и значений предела прочности металла заготовок под накатывание подчиняются закону нормального распределения. Но учитывая, что точение стержней под накатывание и накатывание резьбы при рассматриваемом способе резьбообразования выполняется последовательно на одной операции, то они являются зависимыми событиями: большему значению предела прочности будет соответствовать большее значение стержня и наоборот.

В соответствии со сделанным выводом в работе показано, что ограничивающими условиями, обеспечивающими точность накатываемой резьбы при колебаниях  $d_3$  и  $d_3$ , являются условия

$$\Delta y = \Delta y_a + \Delta y_b \leq k_n \Delta d_2 ; \quad (22)$$

$$d_{\min} \leq d_j \leq d_{\max} ,$$

где  $\Delta y_a$ ,  $\Delta y_b$  - отклонения от среднего значения упругой деформации  $y$  соответственно при отклонениях диаметров стержней и предела прочности металла заготовок больше и меньше их средних величин;

$\Delta d_2$  - поле допуска на средний диаметр резьбы детали;

$k_n$  - коэффициент, учитывающий влияние прочих погрешностей ( $k_n = 0,75$ );

$d_j$  - действительный наружный диаметр резьбы, зависящий от изменений  $d_3$  и  $\sigma_3$ .

Дополнительные упругие деформации определялись с использованием трансцендентного уравнения, аналогичного уравнению (20) и зависимости (6), в которых глубина внедрения определена выражениями

$$t_i = t + 0,5(d_{3j} - d_3) - 0,5\Delta y_a;$$

$$t_i = t - 0,5(d_3 - d_{3j}) + 0,5\Delta y_b.$$

соответствующим отклонениям диаметров стержней и предела прочности больше и меньше от их средних.

По полученным значениям дополнительных упругих деформаций рассчитывались действительные средний и наружный диаметры резьбы. Последовательность расчета предусматривает выполнение условий точности (22), начиная с предельных размеров предела прочности, определяемых соответствующими техническими условиями на поставку металла и диаметров стержней, рассчитанных по предельным размерам  $d$  и  $d_2$  по формуле (21). Причем, расчет выполнялся, начиная с сочетания наибольших значений предела прочности и диаметра от стержня. При невыполнении условий точности, уменьшается на величину шага, достаточно малого, диаметр стержня и снова повторяется расчет. Уменьшение производится до тех пор, пока не выполняются условия точности или до тех пор, пока диаметр стержня не достигнет своего предельного значения. После этого уменьшается также на величину соответствующего шага предел прочности и выполняется расчет при измененном значении предела прочности и начальном значении диаметра стержня. И опять при невыполнении условий точности уменьшается диаметр стержня, аналогично уже описанной последовательности. То есть при расчетах используется принцип сочетания значений диаметров стержней и предела прочности в пределах заданных границ.

Определенные таким образом отклонения предела прочности и диаметра стержня, удовлетворяющие условиям точности, образуют подугласть (рис. II) их сочетаний при которых возможно накатывание резьбы заданной точности и размеров, жесткости резьбонакатной головки и режимов и других условий.

С целью получения промежуточных результатов для построения графиков, выполнения анализа исследуемых задач и для вычисления конечных результатов, важных для целей практики, составлен алгоритм и разработана программа расчета на ЭВМ.

## ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Исследована особенность кинематики тангенциального способа накатывания резьбы, обуславливающая относительный поворот роликов в процессе профилообразования на угол "закручивания". Получено аналитическое решение для расчета угла "закручивания" и разработаны рекомендации по настройке роликов в резьбонакатных головках с ограниченным перемещением роликов в осевом направлении.

2. Установлены основные закономерности кинематики профилообразования и изменения контактных направлений, позволившие научно обоснованно решить важную в теоретическом плане задачу определения положения полюса зацепления, получив уравнение линии зацепления.

3. Показано, что причиной возникновения осевых перемещений роликов в процессе профилообразования является несовпадение углов подъема соприкасающихся винтовых линий ролика и накатываемой заготовки на диаметрах, соответствующих линии зацепления. Для установления степени их несовпадения и расчета единичных осевых перемещений введено новое понятие линии углов равного подъема соприкасающихся винтовых линий ролика и заготовки и получено ее уравнение.

4. Установлена качественная связь между теоретически определяемыми накопленными осевыми перемещениями и экспериментально регистрируемыми осевыми силами сопротивления, оказываемыми резьбонакатной головке. Из условия равенства нулю осевых сил сопротивления и накопленных осевых перемещений получена формула для расчета наружного диаметра роликов.

5. Экспериментальными исследованиями установлено влияние отклонений наружного диаметра роликов от рассчитываемых по полученной формуле, а также влияние технологических параметров на составляющие усилия накатывания:

а) с увеличением отклонения диаметров роликов нарушается равенство нулю регистрируемых осевых сил и происходит катастрофический рост, мало зависящий от режимов накатывания;

б) при отклонениях диаметров роликов на  $\pm 0,2$  мм радиальная составляющая усилия накатывания увеличивается на 15-20%;

в) с увеличением подачи радиальная составляющая усилия увеличивается, а осевая — уменьшается; с увеличением скорости накатывания радиальная составляющая вначале растет, а затем ее прирост замедляется и в отдельных случаях наблюдается ее уменьшение, а осевая — с увеличением скорости накатывания увеличивается;

г) соотношение между тангенциальной и радиальной составляющими при любых условиях накатывания практически неизменно  $P_{T \text{ макс}} = (0,16-0,20) P_{R \text{ макс}}$ .

6. Получена аналитическая зависимость для расчета радиальной составляющей усилия накатывания. Выявлено влияние на нее скорости пластической деформации при накатывании резьбы и установлена эмпирическая зависимость для ее определения.

7. Предложена формула для расчета среднего значения диаметра стержня заготовки под накатывание, учитывающая размеры профиля резьбы инструмента и кратерообразное строение вершины профиля накатываемой резьбы и обеспечивающая наименьшую погрешность при расчетах основных геометрических параметров роликов.

8. Установлены функциональные связи между жесткостью резьбонакатной головки и параметрами, обуславливающими нестабильность усилия накатывания, для расчета дополнительных упругих деформаций резьбонакатной головки.

9. В результате исследований установлено, что дополнительные упругие деформации оказывают непосредственное влияние на рассеивание размеров среднего диаметра резьбы. Расчетным путем определены и построены зависимости дополнительных упругих деформаций от предела прочности и диаметра стержня заготовок отдельно. Статистическими данными подтверждена достоверность аналитически рассчитываемых дополнительных упругих деформаций и их непосредственное влияние на рассеивание размеров среднего диаметра.

10. Установлено, что дополнительные упругие деформации оказывают влияние на рассеивание размеров наружного диаметра через изменение динамического настроечного размера и высоту профиля накатываемой резьбы.

11. Показано, что в зависимости от сочетаний отклонений пре-

дела прочности и диаметра стержней заготовок от их средних величин, а также от других условий накатывания, ограничивающими по точности может быть или средний или наружный диаметр резьбы. Показана также возможность значительного расширения поля допуска на диаметр стержня по сравнению с имеющимися рекомендациями.

12. Используя установленные функциональные связи между конструкторско-технологическими параметрами и условия точности рас- считаны на ЭВМ полуобласти допустимых сочетаний колебаний предела прочности и диаметров стержней, зависящих от класса точности накатываемой резьбы и других условий накатывания.

13. Составлены единый алгоритм и программа расчета на ЭВМ геометрических параметров резьбонакатных роликов и допустимых сочетаний отклонений предела прочности и диаметра стержней заготовок под накатывание, а также необходимых данных для анализа.

14. Внедрение результатов исследований на заводах и в цехах объединений АвтоВАЗ и КамАЗ позволило исключить образование систематических погрешностей накатываемых резьб, повысить стой- кость роликов и деталей резьбонакатного устройства, сократить время настройки резьбонакатных головок и уменьшить наладочный брак, обеспечить заданную точность накатывания диаметральных размеров, повысить надежность внедрения технологических процес- сов при освоении новых изделий и возможность быстрого анализа причин нестабильности накатывания диаметральных размеров, сокра- тить время на конструкторско-технологическую проработку новых технологических проектов.

Основные положения диссертации опубликованы  
в следующих работах автора:

1. Кузьменко А.Ф., Пикалов Б.И. Изготовление наружных резьб на ВАЗе - Сб.: Технология машиностроения . Вып.26. Изда- тельство Тульского политехнического института. Тула, 1972, с.105-112.

2. Кузьменко А.Ф., Андронов Н.В., Пикалов Б.И., Пашко Н.М. Накатывание наружной резьбы с тангенциальной подачей роликов. - Автомобильная промышленность ,1973, №11, с.35-37.

3. Кузьменко А.Ф., Андронов Н.В., Пашко Н.М. Накатывание резьб головками тангенциального типа на токарных многошпиндель- ных автоматах. Экспресс-информация "Технология автомобилестрое- ния" №7, Тольятти, филиал НИИНавтопрома, 1974, с.3-12.

4. Кузьменко А.Ф., Пашко Н.М. Расчет резьбонакатного ин -



струмента при обработке деталей в центрах.- В кн.: Исследования в области образования наружных резьб, резьбообразующих инструментов, станков и методов контроля резьб. Тула. ТПИ, 1974, с.119-125.

5. Кузьменко А.Ф., Палко Н.М. Расчет положения рисок на резьбонакатных роликах при тангенциальном накатывании резьб резьбонакатными головками. Экспресс-информация "Технология автомобилестроения" №8, Тольятти, филиал НИИНавтопрома, 1976, с.33-38.

6. Кузьменко А.Ф. Факторы, влияющие на качество накатываемых резьб резьбонакатными головками тангенциального типа. Экспресс-информация "Организация автомобильного производства", №12, Тольятти, филиал НИИНавтопрома, 1979, с.42-46.

7. Матвеев В.В., Кузьменко А.Ф. Особенности кинематики накатывания резьб резьбонакатными головками - Вестник машиностроения, 1979, №11, с.57-59.

8. Кузьменко А.Ф. Кинематика профилеобразования резьбы при тангенциальном способе накатывания. Экспресс-информация "Организация автомобильного производства", №18, Тольятти, филиал НИИНавтопрома, 1979, с.40-49.

9. Кузьменко А.Ф. Расчет диаметров заготовок под накатывание резьбы. Экспресс-информация "Организация автомобильного производства", №4, Тольятти, филиал НИИНавтопрома, 1980 с.26-30.

10. Совершенствование процесса накатывания резьб резьбонакатными головками тангенциального типа - В кн.: Исследования в области технологии образования резьб, резьбообразующих инструментов, станков и методов контроля резьб. Тула: ТПИ, 1980, с.66-75.

11. Нанесение и контроль настроечных рисок резьбонакатных роликов при помощи специального прибора. Экспресс-информация "Организация автомобильного производства", №1, Тольятти, филиал НИИНавтопрома, 1981, с.35-38.

12. Кузьменко А.Ф. Уточнение основных конструкторских параметров резьбонакатных роликов. Экспресс-информация "Организация автомобильного производства", №4, Тольятти, филиал НИИНавтопрома, 1982, с.19-26.