М443827

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

УДК 621.833.15.004

ОГНЕВ Михаил Ефимович

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕНУЛЕВЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА ДЛЗ И РАЗРАБОТКА РЕКОМЕНДАЦИЙ К ИХ ПРИМЕНЕНИЮ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРАХ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Специальность 05.02.02 – Машиноведение и детали машин

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва – 1985

Работа выполнена на Устиновском производственном объединении "Редуктор"

Научный руководитель – кандидат технических наук,
доцент Чесноков В.А.

Официальные оппоненты: лауреат Государственной премии
СССР, доктор технических наук,
профессор Айрапетов Э.Л.,
кандидат технических наук,
доцент Куликов Г.В.

ЧИИРедуктор (г.Киев)

ится "16" декабря 1985г.
ого Совета К.053.15.11 "Машино-
техническом училище им.Н.Э.Бау-
, 2-я Бауманская ул., 5.
комиться в библиотеке училища.

азослан "14" ноября 1985г.

ент П.К.Попов

М443127

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1443127
Огнев М.Е.Исследование нен

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. Задача максимального снижения массы машин и механизмов, повышения их долговечности и надежности является важнейшей в современном машиностроении.

Создание М.Л.Новиковым новой зубчатой передачи явилось значительным вкладом в решение этой задачи. Благодаря работам многих специалистов, передача Новикова получила самое широкое распространение в машиностроении и, в первую очередь, в общем редукторостроении. Об этом свидетельствует годовой объем выпуска зубчатых колес с зацеплением Новикова в этой отрасли, который приближается к миллиону штук в год.

Для цилиндрических редукторов общего назначения характерны: высокая нагрузочная способность; многовариантность исполнений по типоразмерам, количеству и расположению присоединительных концов, передаточным числам; широкое применение конструктивной и технологической унификации на основе комплекса отечественных стандартов и стандартов СЭВ, регламентирующих выбор основных параметров редукторов и их зубчатых передач.

В редукторах общего назначения с зацеплением Новикова ряд указанных требований стандартов и некоторые важные требования унификации не выполняются. В полной мере они могут обеспечиваться только с применением ненулевых передач. Однако геометрия ненулевых передач Новикова еще мало изучена, не исследована их несущая способность, а имеющиеся рекомендации по выбору коэффициентов смещения недостаточно обоснованы.

Решению этих задач и посвящена данная диссертационная работа.

Целью работы является комплексное исследование геометрических параметров ненулевых передач Новикова ДЛЗ и их прочностных характеристик для разработки рекомендаций к их применению в крупносерийном производстве цилиндрических редукторов общего назначения.

Методы исследований. В работе использованы методы дифференциальной геометрии применительно к теории зубчатого зацепления, гипотезы определения максимальных напряжений в гребнях, методы теории упругости, стендовые испытания на выносливость, статистические методы обработки результатов и графоаналитические способы решения поставленных задач.

Научная новизна. Получены расчетные зависимости, позволяю-

МВТУ им. Н. Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

№ 1443127

щие определять толщину зуба и положение точки подреза на профиле головки зуба в передачах Новикова ДЛЗ с учетом смещения инструмента. Выполнено количественное исследование изменения основных геометрических параметров ненулевых передач Новикова ДЛЗ, величины подреза и заострения зуба в широкой области смещений инструмента. Выявлена связь контактной и изгибной прочности исследуемых передач с изменением смещения. Получены результаты сравнительных испытаний ненулевых передач на выносливость. Предложен критерий оценки предельных значений коэффициентов смещения. Для применения в редукторах общего назначения рекомендованы допустимые значения коэффициентов смещения.

Практическая ценность работы состоит в том, что рекомендованные значения смещений инструмента позволяют унифицировать все основные параметры зубчатых передач Новикова ДЛЗ в редукторах общего назначения. Результаты работы внедрены в серийных редукторах ЦЗУ-250, выпускаемых Устиновским производственным объединением "Редуктор".

Апробация работы. Результаты исследований по данной работе доложены и обсуждены: на научно-технических конференциях Ижевского механического института (Ижевск, 1973, 1974); на Республиканской научно-технической конференции "Результаты исследований и практического применения зубчатых передач с зацеплением М.Л.Новикова", Харьков, 1971; на научно-техническом семинаре "Совершенствование конструкций и производства силовых зубчатых передач", Свердловск, 1978; на межотраслевом совещании "Опыт применения зубчатых передач с зацеплением Новикова", Москва, 1979; на заседании Секции зубчатых передач и редукторостроения ЦНИТОМашпром, Москва, 1976; на заседании кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н.Э.Баумана, Москва, 1976, 1985; на расширенном заседании Совета НТО Ижевского производственного объединения "Редуктор", Ижевск, 1980; на научно-технической конференции "Опыт исследования и эксплуатации серийных зубчатых передач Новикова", Севастополь, 1982; на координационном Совете по передачам Новикова во ВНИИредукторе, Киев, 1984.

Публикации. Основные результаты работы опубликованы в семи статьях, получено одно авторское свидетельство.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения и приложения. Изложена на 151 странице и включает 40 рисунков, 9 таблиц, список литературы из 123 наименований и приложения на 16 страницах.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дан краткий анализ состояния рассматриваемого вопроса, обоснована актуальность темы и приведено краткое содержание работы.

В первой главе кратко излагается применение передач Новикова в редукторах общего назначения. Рассматриваются основные особенности, тенденции и проблемы, существующие в общем редукторостроении. Дан обзор методов расчета на прочность зубчатых передач Новикова.

Актуальность исследований ненулевых передач Новикова ДЛЗ обосновывается необходимостью решения технических проблем, возникающих при создании унифицированных рядов цилиндрических редукторов общего назначения. В частности, диктуемая технологическими условиями производства унификация угла наклона зуба по всему ряду одно- и многоступенчатых редукторов обеспечивается не во всех случаях. Не представляется возможным в ряде случаев уложиться в требуемый соответствующим стандартом процент отклонения фактического передаточного числа редуктора от номинального. Ограничены возможности унификации заготовок зубчатых колес. Вместе с тем, без преднамеренного смещения инструмента в редукторах общего назначения невозможно решить проблему избавления от нетехнологичных врезных вал-шестерен при малых числах зубьев.

Указанные трудности могут решаться только применением ненулевых зубчатых колес.

Впервые ненулевые передачи были изготовлены и опробованы на Ижевском производственном объединении "Редуктор". В научной постановке эти передачи рассмотрены Г.М.Васиным в его диссертации. Отдельные вопросы рассматривались им в соавторстве с другими исследователями.

Однако в целом объем имеющихся сведений по ненулевым передачам недостаточен для их использования в практике общего редукторостроения. В частности: не известно влияние различных исходных контуров на параметры ненулевых зубьев и передач, не исследованы нулевые равносмещенные передачи, не выяснены пределы изменения толщины зуба, угла давления, бокового зазора, радиусов кривизны активных участков профилей зубьев, подреза и заострения зубьев в зависимости от величины и направления смещения инструмента. Мало изучено теоретически и экспериментально влияние смещения инструмента на несущую способность передач.

Исходя из этого, в работе поставлены следующие задачи: провести комплексные геометрические исследования ненулевых передач Новикова ДЛЗ с различными исходными контурами в широком диапазоне смещений инструмента; на основе анализа качественного и количественного изменения их основных параметров установить рациональные границы выбора коэффициентов смещения для применения в редукторах общего назначения; теоретически и экспериментально исследовать влияние смещения инструмента на прочность передачи Новикова ДЛЗ; внедрить ненулевые передачи Новикова ДЛЗ в редукторы общего назначения.

<u>Во второй главе</u> теоретически исследовалось влияние смещения инструмента на изменение радиусов кривизны активных участков профилей зубьев, угла давления, бокового зазора, величины подреза и заострения зуба, толщины зуба. Этим исследованиям предшествовал анализ существующих исходных контуров передач Новикова ДЛЗ. Для исследований были отобраны три характерных представителя исходных контуров ДЛЗ: ДЛЗ-0,7-0,15; ГОСТ 15023-76 и ДОН-70, соответственно с малой, средней и большой высотой зуба.

Область геометрических исследований ненулевых передач Новикова ДЛЗ была ограничена следующими вариантами исходных параметров: z_2/z_1 = 83/13; 77/19; 64/32; x_Σ= 0; ±0,26; ±0,52; ±0,78; x = 0; ±0,13; ±0,26; ±0,39; ±0,52. Все исследования выполнялись по отношению к параметрам приведенного зубчатого колеса единичного модуля.

Анализ изменения угла давления α_x, бокового зазора j_n^w и кривизны активных участков профилей $\rho_{a_v}^*$ и $\rho_{f_v}^*$ в ненулевых передачах проводился с использованием заимствованных из работ Г.М.Васина исходных зависимостей.

На рис.1 показано изменение угла давления α_x и бокового зазора j_n^w в зависимости от суммы смещений x_Σ и исходного контура. Из рис.1 следует, что эти изменения незначительны и не превышают допустимых погрешностей изготовления колес Новикова при производстве редукторов общего назначения.

Изменение радиусов профилей головки $\rho_{a_v}^*$ и ножки $\rho_{f_v}^*$ зуба в номинальной точке контакта показано на рис.2, из которого следует, что смещение инструмента приводит к уменьшению радиуса кривизны профиля головки и увеличению радиуса кривизны ножки зуба. Изменение радиусов $\rho_{a_v}^*$ и $\rho_{f_v}^*$ существенно зависит и от числа зубьев: с уменьшением z_v изменение возрастает. Причем положительное смещение ведет к большему изменению, чем такое же отрицательное.

Исходя из условий однопараметрического огибания производящей рейки и нарезаемого колеса, получены расчетные зависимости для определения толщин головки и ножки зуба по хорде в любом сечении высоты активных участков зуба, имеющие вид для головки зуба

$$S^*_{a_v} = 2(A_{a_v}\sin\mu_{a_v} - B_{a_v}\cos\mu_{a_v}), \qquad (1)$$

где $A_{a_v} = 0{,}5z_v + x - x^*_a + \rho^*_a\sin\alpha_y$, $\quad B_{a_v} = \rho^*_a\cos\alpha_y + (x - x^*_a)\operatorname{ctg}\alpha_y$,

$\mu_{a_v} = \frac{2}{z_v}\left[(x - x^*_a)\operatorname{ctg}\alpha_y + l^*_a\right]$,

α_y – текущий угол активного участка профиля зуба,

$\rho^*_a; \rho^*_f; x^*_a; x^*_f; l^*_a; l^*_f$ – безразмерные параметры исх. контура,

для ножки зуба

$$S^*_{f_v} = 2(A_{f_v}\sin\mu_{f_v} - B_{f_v}\cos\mu_{f_v}), \qquad (2)$$

где $A_{f_v} = 0{,}5z_v + x + x^*_f - \rho^*_f\sin\alpha_y$, $\quad B_{f_v} = \rho^*_f\cos\alpha_y - (x + x^*_f)\operatorname{ctg}\alpha_y$,

$\mu_{f_v} = \frac{2}{z_v}\left[\frac{\pi}{2} + l^*_f - (x + x^*_f)\operatorname{ctg}\alpha_y\right]$.

Влияние величины и направления смещения инструмента на толщину головки и ножки зуба $S^*_{a_v}$ и $S^*_{f_v}$ по хорде, проходящей через номинальную точку контакта, показано на рис.3.

Анализ графиков показывает, что изменение толщины ненулевых зубьев может быть значительным. При прочих равных условиях толщина зуба меняется в большей степени у высоких зубьев с исходным контуром ДОН-70.

При положительном смещении инструмента вершина зуба заостряется. Толщина зуба по вершине определяется

$$S_{d_{a_v}} = 2m(A\sin\mu - B\cos\mu), \qquad (3)$$

где $A = 0{,}5z_v + x - x^*_a + h^*_a$, $\quad B = (x - x^*_a - h^*_a)\operatorname{ctg}\alpha_a$,

$\mu = \frac{2}{z_v}\left[l^*_a + (x - x^*_a)\operatorname{ctg}\alpha_a\right]$,

α_a – угол, определяющий положение точки профиля на вершине головки зуба.

Для ненулевых колес Новикова характерен подрез головки зуба (рис.4). Задача определения величины подреза сводится прежде всего к нахождению угла α_y, определяющего положение граничной точки подреза на профиле головки. Значение α_y определяется из уравнения

$$\sin^3\alpha_y - \frac{x - x^*_a}{R^*}\sin\alpha_y - \frac{(x - x^*_a)^2}{\rho^*_a R^*} = 0, \qquad (4)$$

где R^* – радиус делительного цилиндра.

Для характеристики подреза рекомендуется принять величину $h^*_x = R^*_x - R^*$, где R^*_x – радиус окружности приведенного колеса, на которой располагается граничная точка подреза.

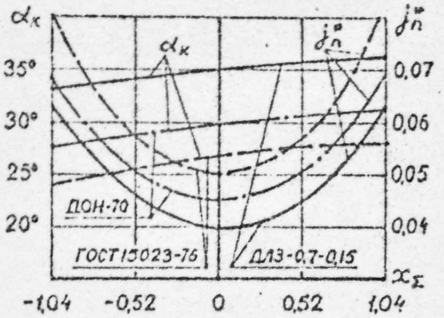


Рис. 1. Изменение угла давления $\alpha_к$ и бокового зазора j_n^*

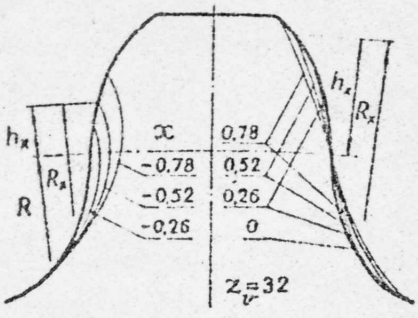


Рис. 4. Характер подреза головки зуба

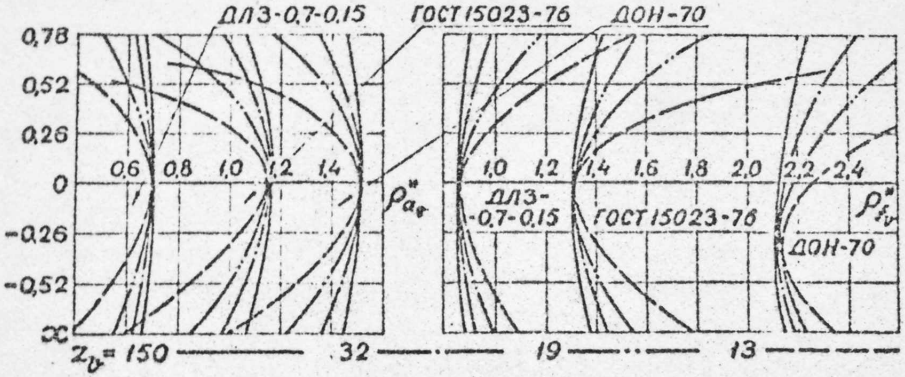


Рис. 2. Изменение радиусов кривизны профилей головки $\rho_{a_v}^*$ и ножки $\rho_{f_v}^*$ зуба в номинальной точке контакта

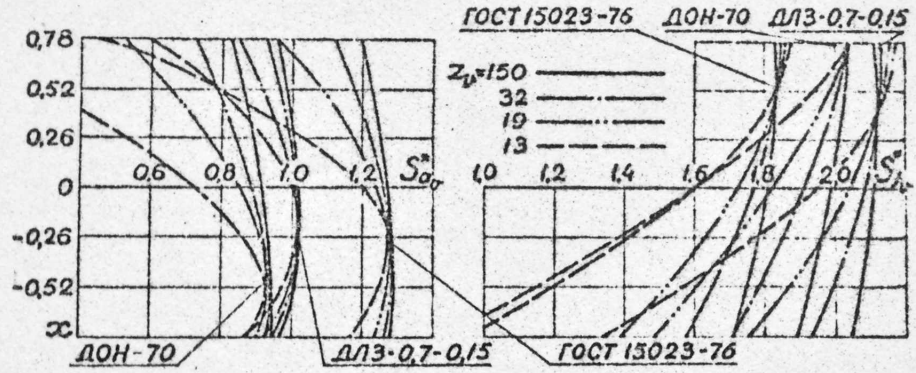


Рис. 3. Изменение толщины головки $S_{a_v}^*$ и ножки $S_{f_v}^*$ зуба по хорде, проходящей через номинальную точку контакта

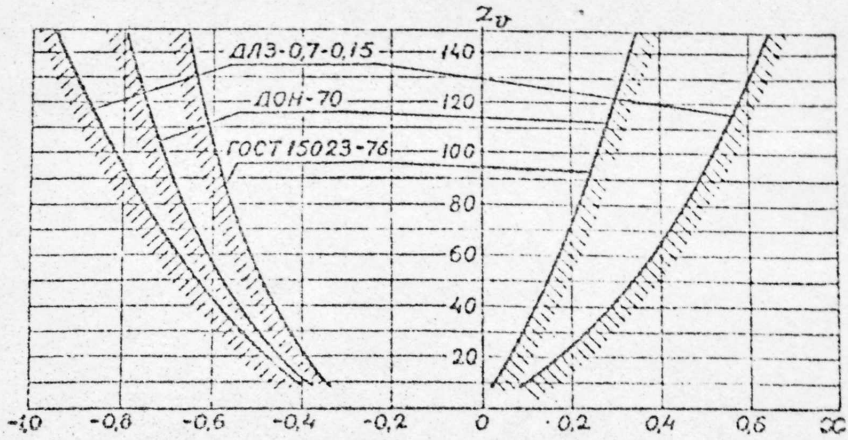


Рис.5. Рекомендуемые блокирующие контуры выбора коэффициентов смещений ∞

В качестве допустимого принят подрез, при котором срезается 10% активной высоты головки зуба. На рис.5 приведены блокирующие контуры выбора значений коэффициентов смещения, построенные по допустимой величине подреза и рекомендуемые для применения в редукторах общего назначения. Анализ блокирующих контуров для данных исходных контуров показывает, что величина подреза при положительном смещении примерно в два раза больше, чем при отрицательном.

Третья глава посвящена аналитическим исследованиям изменения изгибной и контактной прочности ненулевых передач в сравнении с нулевой в зависимости от величины и направления смещения инструмента. Как установлено в предыдущей главе, при смещении инструмента из основных параметров в большей степени подвержены изменениям толщина зуба и радиусы активных участков его профилей. При этом меняются жесткость зуба и коэффициент формы зуба. Изменяются также размеры пятна контакта как за счет изменения радиусов кривизны в точке контакта, так и за счет изменения изгибной жесткости зубьев. Это ведет к изменениям контактных и изгибных напряжений. Для количественной оценки изменения изгибной прочности был принят коэффициент формы зуба Y_F передач Новикова ДЛЗ, полученный на основе гипотезы ломанных сечений А.В.Верховского.

$$Y_F = \frac{z_v\left[1-\dfrac{\cos(\varphi_y-\gamma)+\sin(\varphi_y-\gamma)\,tg(\alpha_y+\varphi_y-\gamma)}{\cos(\varphi-\Delta)+\sin(\varphi+\Delta)\,tg(\alpha_\kappa+\varphi+\Delta)}\right]}{4\dfrac{\rho}{a}\left[(\rho+a)^2+\ln\dfrac{\rho+a}{\rho}-1{,}5a^2-\rho a\right]} - \frac{tg\alpha_\kappa\cos^2(\alpha_y+\varphi_y-\gamma)}{S}. \qquad (5)$$

Здесь $\gamma=\dfrac{\pi+2\ell_f^*}{z_v}$; $\Delta=\dfrac{2\ell_c^*}{z_v}$; $\varphi=\dfrac{2(x-x_a^*)}{z_v\,tg\alpha_\kappa}$; $\varphi_y=\dfrac{2(x+x_f^*)}{z_v\,tg\alpha_y}$.

На рис.6 приведен график изменения Y_F в зависимости от x и z_v для трех исходных контуров.

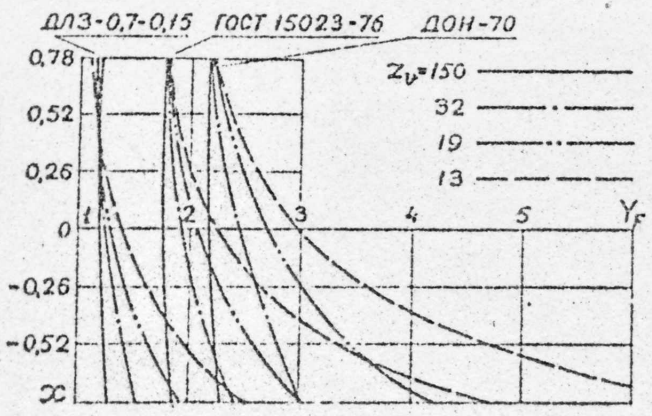


Рис.6. Изменение коэффициента формы зуба Y_F

Изменения контактной и изгибной прочности рассматривались в равносмещенных передачах ($x_1+x_2=0$), равноделенных передачах ($x_2/x_1=z_2/z_1$), ненулевых передачах ($x_1=0$; $x_2=x_\Sigma$) с тремя исходными контурами при сочетаниях z_2/z_1 = 83/13; 77/19 и 64/32 - u = 6,3; 4 и 2. Постоянными были: a_w = 160 мм; m_n = 3,15 мм; β = 16°15' 37"; T_2 = 1000 Н·м . Изменения рассматривались в заполюсной и дополюсной зонах двупарного зацепления. При этом исходили из равенства действующих нормальных усилий в этих зонах.

Установлено, что смещение инструмента в ненулевых передачах ведет к уменьшению главных приведенных радиусов кривизны по профилям и некоторому увеличению их в направлении линии зуба. Эллиптическая форма площадки контакта при этом сужается и удлиняется, а контактные напряжения возрастают. Изменение максимальных контактных напряжений в ненулевых передачах относительно тех же на-

пряжений в нулевой передаче показано на рис.7.

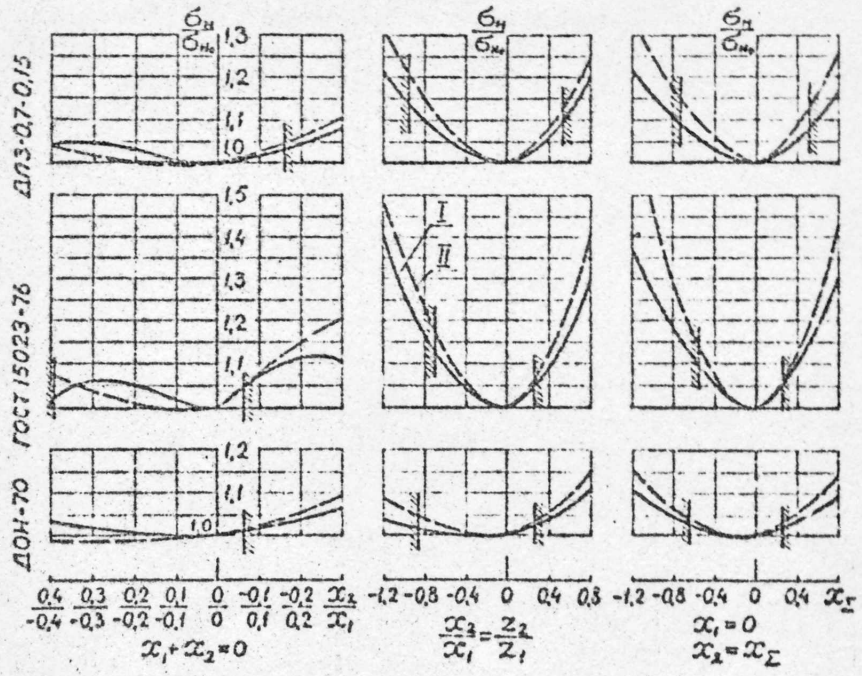


Рис.7. Относительное изменение максимальных контактных напряжений σ_H в заполюсной – I и дополюсной – II зонах контакта ненулевых передач Новикова ДЛЗ с числами зубьев $z_2/z_1=77/19$

Рекомендуемая к применению в редукторах общего назначения область смещений x, принятая из условий допустимого подреза зуба (см. рис.5), на графиках рис.7 ограничена вертикальными блокирующими линиями (со штриховкой). В этой области наибольший рост контактных напряжений наблюдается в отрицательных равноделенных передачах с исходными контурами ДЛЗ-0,7-0,15 и ГОСТ 15023-76 и не превышает 20%. Такое повышение контактных напряжений в рекомендуемых к применению ненулевых передачах Новикова ДЛЗ не опасно. В реальных передачах вследствие приработки зубьев разница в радиусах ρ_a и ρ_f уменьшится и контактные напряжения будут существенно ниже. В настоящих исследованиях этот фактор не учитывался.

Изгибная прочность в ненулевых передачах изменяется вследствие изменения толщин зубьев, их изгибной жесткости и удлинения площадки контакта. Как показали исследования, первый из этих двух

факторов, учитываемый коэффициентом формы зуба Y_F, оказывает превалирующее влияние. Влияние удлинения площадки контакта, снижающего изгибные напряжения, учитываемое коэффициентом K_a, менее значительно. Определенное влияние на изгибную прочность ненулевых передач оказывает и перераспределение нагрузки между заполюсной и дополюсной зонами контакта от изменения изгибной жесткости зубьев колеса и шестерни, которое здесь не учитывалось. Оценка изгибной прочности в ненулевых передачах Новикова ДЛЗ проводилась по относительной величине $Y_F K_a / Y_{F_0} K_{a_0}$, где числитель и знаменатель относятся соответственно к ненулевой и нулевой передачам. При этом рассматривалась заполюсная зона контакта, где изгибающее усилие прикладывается к головке зуба шестерни. Относительное изменение изгибной прочности ненулевых передач представлено на рис.8.

Из графика следует, что с увеличением положительного смещения во всех случаях имеет место снижение изгибных напряжений. При отрицательных смещениях изменение изгибных напряжений не однозначно. В рекомендуемой области смещений, ограниченной на графиках блокирующими линиями, эти напряжения в отрицательной передаче с шестерней, выполненной без смещения, незначительно снижаются в основном за счет удлинения площадки контакта. В отрицательных равноделенных передачах напряжения возрастают и в большей степени в передачах с исходным контуром ДОН-70, где максимальное повышение изгибных напряжений относительно нулевой передачи при $u = 6{,}3$ составляет 8%. Это значение допустимо, поскольку находится в пределах, определяемых точностью расчетов передач Новикова на прочность. В других передачах с увеличением отрицательного смещения изгибные напряжения возрастают в меньшей степени, за исключением равносмещенных передач с контуром ДОН-70, имеющих отрицательное смещение на шестерне. Здесь падение изгибной прочности может быть весьма значительным и в основном за счет увеличения коэффициента формы зуба Y_F.

<u>В четвертой главе</u> приводятся результаты испытаний ненулевых и нулевых передач Новикова ДЛЗ и эвольвентных на выносливость. Приводятся также результаты типовых испытаний серийного редуктора Ц2У-250 с термоулучшенной ненулевой передачей Новикова и результаты эксплуатационных испытаний исследуемых передач в редукторах Ц2У-160 с нитроцементованными зубчатыми парами.

Усталостные испытания проводились по методу "лестницы". Параметры передач следующие: a_w = 150 мм; m_n = 3 мм; $\beta = 11°28'40''$; исходные контуры: "Урал-2Н" и ГОСТ 13755-68; $\alpha = 2$; материал шестерни 40Х ГОСТ 1543-75, НВ 270...300 и колеса – 45 ГОСТ 1050-72,

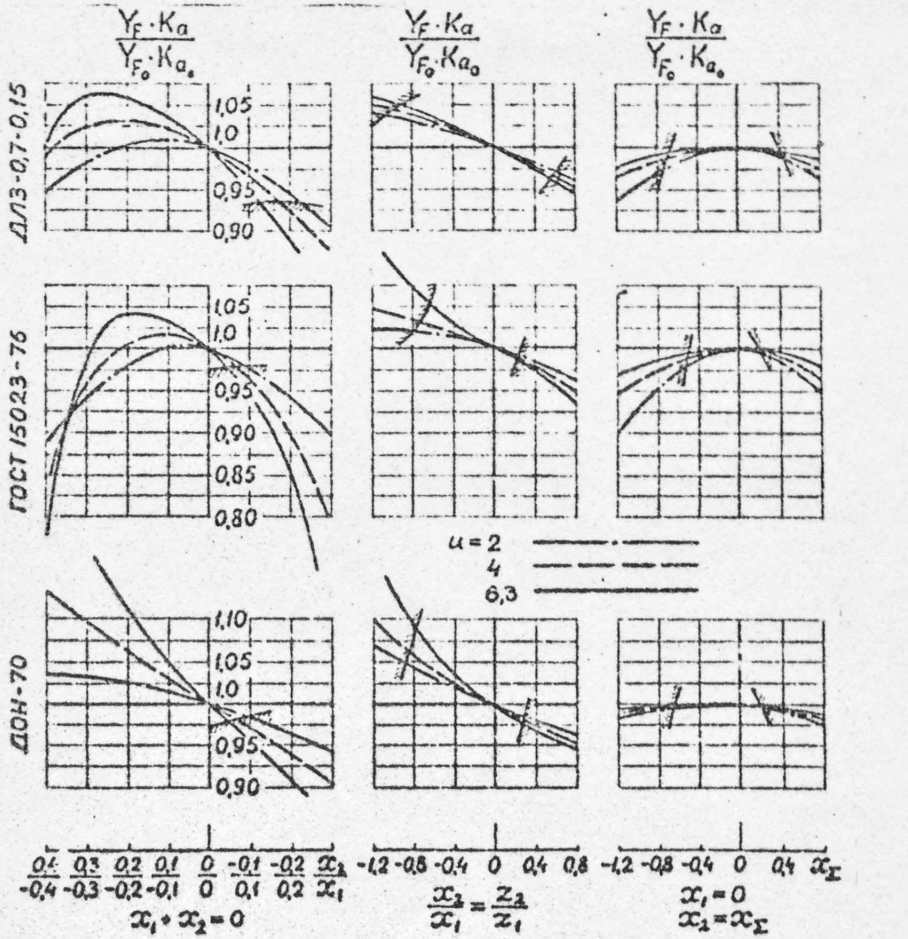


Рис.8. Изменение изгибной прочности ненулевых передач Новикова ДЛЗ относительно нулевой передачи

НВ 230...260; точность шестерен и колес соответствовала 7 степени по ГОСТ 1643-81. Переменные параметры передач приведены в таблице.

Условия испытаний были одинаковыми для всех зубчатых пар. Передачи испытывались на стенде с замкнутым силовым контуром при частоте вращения быстроходного вала $n_б$ = 1500 мин$^{-1}$. Первоначальный момент на тихоходном валу составлял T_2=1400 Н·м , в последующем нагрузку изменяли в соответствии с программой испытаний. В качестве критериев выхода передачи из строя были приняты прогрессирующий питтинг и усталостный излом зуба. Базовое число циклов

Варианты передач	Е	Д	А	В	С	$А_{эв}$
Исходный контур	"Урал-2Н"					ГОСТ 13755-68
z_Σ	96	97	98	99	100	98
$\frac{z_2}{z_1}$	$\frac{63}{33}$	$\frac{64}{33}$	$\frac{65}{33}$	$\frac{66}{33}$	$\frac{67}{33}$	$\frac{65}{33}$
x_Σ	1,02	0,51	0	-0,51	-1,02	0
$\frac{x_2}{x_1}$	$\frac{0,67}{0,35}$	$\frac{0,34}{0,17}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{-0,34}{-0,17}$	$\frac{-0,68}{-0,34}$	$\frac{0}{0}$

испытаний принято $N_0 = 10^7$ оборотов колеса.

Всего было испытано 38 зубчатых пар: из них по семь пар вариантов А, В, С, Д и по пять пар вариантов Е и $А_{эв}$. Каждая испытуемая пара подвергалась ступенчатой обкатке. После обкатки во всех передачах Новикова отмечено наличие двух полос контакта. В трех передачах нулевого варианта А отмечен питтинг переходного (эвольвентного) участка профиля зуба.

Основным видом разрушения передач Новикова, как показали испытания, являлась поломка зубьев шестерни. Случаев выхода из строя их по контактным разрушениям не зафиксировано.

При обработке результатов испытаний по методу "лестницы" получены следующие значения предельного момента на колесе для вариантов: А – 1075Н·м; В – 1225Н·м; Д – 1091Н·м; С – 1058Н·м. Как и ожидалось, из-за чрезмерного подреза головки зуба передача варианта Е со смещением, выходящим за пределы блокирующего контура, оказалась не работоспособной. Уровень шума ненулевых передач отличался от нулевого вар'анта на 1...2дБ. Выше – у варианта Д, ниже – у варианта В и С. Излому зубьев эвольвентной передачи варианта $А_{эв}$, который происходил при 1050Н·м, предшествовал прогрессирующий питтинг. В сравнении с нулевой передачей изгибная прочность отрицательной передачи варианта В, вместо ожидаемого незначительного понижения примерно на 3% (см. рис.8 – равноделенная передача с исх. контуром по ГОСТ 15023-76, $x_\Sigma = -0,52$, $u = 2$), оказалась на 13,9% выше. Для количественного объяснения полученного результата необходимы исследования изменения суммарной жесткости зубьев в дополюсной и заполюсной зонах ненулевых передач Новикова ДЗ. В ненулевых передачах Новикова ДЗ за счет изменения суммарной жесткости зубьев происходит перераспределение нагрузки между заполюсной и дополюсной зонами контакта. С уменьше-

ниям изгибной жесткости шестерни при отрицательных смещениях доля общего усилия в зацеплении, воспринимаемая заполюсной зоной контакта, уменьшается, уменьшаются при этом и изгибные напряжения в зубьях шестерни. За счет этого вместо снижения и наблюдается повышение изгибной выносливости.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

I. Исходя из конструктивных и технологических особенностей редукторов общего назначения, характеризующихся все возрастающей степенью унификации и стандартизации их параметров, обоснована необходимость применения ненулевых передач Новикова ДЛЗ в этих редукторах. Установлено, что для промышленного применения ненулевых передач Новикова ДЛЗ необходимы более полные комплексные исследования их геометрии и нагрузочной способности.

2. В аналитических исследованиях рассмотрены ненулевые передачи Новикова ДЛЗ с исходными контурами ДЛЗ-0,7-0,15; ГОСТ I5023-76 и ДОН-70 – характерными представителями низкого, среднего и высокого контуров. Область смещений x для исследований была ограничена значениями от -0,78 до +0,78. Исследовались зубчатые колеса единичного модуля с приведенными числами зубьев $z_{v} = 13; 19; 32; 64; 77; 83$ и 150. Рассмотрены равносмещенные передачи ($x_1 + x_2 = 0$), равноделенные передачи ($x_2/x_1 = z_2/z_1$) и ненулевые передачи ($x_1 = 0; x_2 = x_\Sigma$) трех передаточных чисел – 2; 4 и 6,3.

3. Установлено, что геометрия профиля ненулевых зубьев передач Новикова ДЛЗ в сравнении с нулевыми существенно меняется. Например: на колесе $z_{v} = 13$ при $x = -0,4$ и $+0,4$ радиус головки зуба ρ_{a_v} в номинальной точке контакта уменьшается соответственно на 13 и 20% (исх.контур ДЛЗ-0,7-0,15); на 17 и 24% (ГОСТ I5023-76); на 8 и 13% (ДОН-70); радиус ножки ρ_{f_v} увеличивается соответственно на 7 и 26%; на 11 и 31%; на 6 и 12%; толщина ножки s_{f_v} изменяется на -12 и +11%; на -19 и +12%; на -20 и +17%; толщина головки s_{a_v} – на +1 и -15%; на +5 и -23%; на +25 и -41%; толщина зуба на поверхности вершин s_{da_v} – на +1 и -20%; на +17 и -36%; на +300% (увеличивается в три раза) и уменьшается до нуля при $x = +0,1$; величина подреза h_x составляет 9 и 55%; 15 и 68%; 10 и 79% активной высоты профиля головки зуба.

4. Предложен критерий допустимого подреза зуба – не более 10% активной высоты профиля головки зуба. На его основе рекомендована

область смещений для применения в редукторах общего назначения. Для колес с числом зубьев z_v = 13 значения x рекомендуется выбирать в пределах от -0,42 до+0,13 для исходного контура ДЛЗ-0,7-0,15; от -0,37 до +0,04 для контура по ГОСТ 15023-76 и от -0,4 до +0,04 для контура ДОН-70. С увеличением z_v область допустимых смещений расширяется и для z_v = 150 смещения соответственно выбираются в пределах от -0,94 до +0,64, от -0,65 до +0,34 и от -0,8 до +0,34.

5. Установлено, что угол давления α_x и боковой зазор j_n в ненулевых передачах в рекомендуемой области смещений изменяются незначительно: α_x - на -2°... +1°30', j_n возрастает до 15...18%. Эти изменения не превышают их отклонений от номинальных значений в нулевой передаче при допустимых погрешностях изготовления в условиях крупносерийного производства.

6. Аналитическими исследованиями показано, что в рекомендуемой области смещений за счет увеличения $\Delta\rho = \rho_f - \rho_a$ контактные напряжения в ненулевых передачах повышаются на 20% относительно нулевой передачи. Однако такое повышение не опасно, т.к. передачи Новикова хорошо прирабатываются, $\Delta\rho$ при этом существенно уменьшается, соответственно уменьшаются и контактные напряжения.

7. По результатам решения плоской задачи изгибная прочность ненулевых передач Новикова ДЛЗ в рекомендуемой области смещений в основном находится на уровне нулевой передачи. Наибольшие изменения изгибной прочности наблюдаются в равносмещенных передачах с контуром ДЛЗ-0,7-0,15 (u = 6,3), где при x_1 = +0,2 и x_2 = -0,2 она увеличивается на 6%, а при x_1 = -0,25 и x_2 = +0,25 - снижается на 8%. Эти значения находятся в пределах, определяемых точностью расчетов передач Новикова на прочность. В остальных ненулевых передачах изгибная прочность изменяется в меньшей степени. Исключение составляют равносмещенные передачи ($-x_1$, $+x_2$) с высоким исходным контуром ДОН-70, в которых с уменьшением числа зубьев на шестерне при допустимых по условиям подреза зуба отрицательных смещениях x_1 снижение изгибной прочности передачи оказывается равным 20% и более. В таких передачах при выборе смещения x_1 исходить только из условий допустимого подреза зуба недостаточно. Основным критерием здесь при выборе смещения должна быть величина изгибных напряжений в основании зуба шестерни.

8. Экспериментальная проверка подтвердила аналитические выводы по достаточной выносливости активных поверхностей зубьев ненулевых передач Новикова ДЛЗ. Результаты аналитических и экспериментальных исследований изгибной выносливости этих передач

при положительных смещениях также дали удовлетворительную сходимость. При отрицательном смещении ($x_\Sigma = -0{,}51$) вместо незначительного снижения изгибной выносливости по расчету в эксперименте получено повышение на 13,9%. Расхождение объясняется условностью принятой плоской расчетной модели. Во-первых, принималось равное распределение нагрузки по пятнам контакта. При отрицательном смещении за счет уменьшения изгибной жесткости зубьев нагрузка на головку зуба шестерни снижается, что приводит к уменьшению изгибных напряжений. Во-вторых, при локальном характере нагружения ненулевых зубьев передач Новикова снижение их изгибной жесткости приводит также к уменьшению изгибных напряжений за счет увеличения протяженности контакта по длине зуба.

9. Ненулевые передачи Новикова ДЛЗ внедрены в серийно выпускаемых редукторах общего назначения типа Ц2У-250 с термоулучшенными зубчатыми передачами. Годовой выпуск их составляет 35000шт. Изготовлена малая серия редукторов типа Ц2У-160 с нитроцементованными ненулевыми зубчатыми передачами Новикова ДЛЗ. Их эксплуатационные испытания показали удовлетворительную работоспособность.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Васин Г.М., Мочалов В.Л., Никитин Б.Г., Огнев М.Е. Об изготовлении зубчатых колес Новикова со смещением исходного контура. – В кн.: Результаты исследований и практического применения зубчатых передач с зацеплением М.Л.Новикова. – Харьков: ХДТ НТО, 1971. с.133.

2. Васин Г.М., Мочалов В.Л., Огнев М.Е., Докучаев В.И. О применении ненулевых передач Новикова в редукторах общего назначения. – В кн.: Результаты исследований и практического применения зубчатых передач с зацеплением М.Л.Новикова. – Харьков: ХДТ НТО, 1971. с.154.

3. Васин Г.М., Канаев А.С., Мочалов В.Л., Огнев М.Е. Определение границ допускаемых смещений инструмента при изготовлении ненулевых передач Новикова. – В кн.: Механические передачи. – Ижевск: ИМИ, 1973. с.12-18.

4. Васин Г.М., Канаев А.С., Мочалов В.Л., Огнев М.Е. Определение толщины зубьев колес Новикова. – В кн.: Механические передачи. – Ижевск: ИМИ, 1974. с.108-112.

5. Канаев А.С., Васин Г.М., Мочалов В.Л., Огнев М.Е. Унифика-

ции некоторых параметров дозаполюсного зацепления Новикова в редукторах общего назначения. - В кн.: Механические передачи. - Ижевск: 1974. с.104-107.

6. Васин Г.И., Канаев А.С., Мочалов В.Л., Огнев М.Е. Унификация расчета зубчатых передач Новикова в редукторах общего назначения. - Пермь: ЦНТИ, 1975. - 4с.

7. Огнев М.Е. Результаты испытаний ненулевых цилиндрических передач Новикова ДЛЗ. - Вестник машиностроения, 1980, № 8. с.16-17.

8. А.с. 879358 (СССР) Стенд для динамических испытаний передач. А.А.Колупаев, Н.И.Осипов, В.Я.Зяблицев, В.Я.Веретенников, М.Е.Огнев, В.П.Колошко. - Опубл. в Б.И., 1981, № 41.

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Огнев Михаил Ефимович

Подписано в печать 28.10.85. Формат 60х84/16. Бумага писчая.
Усл.печ.л. 0,93. Тираж 100 экз. НШ 03528 Заказ об. 1166

Отпечатано на ротапринте ФМУ ЗПМ.
г. Устинов, ул. Студенческая, 7.