

**В.И.КОРОТКИН**, канд. техн. наук, НИИМ и ПМ ЮФУ

## О СТАНДАРТИЗАЦИИ РАСЧЁТОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НОВИКОВА

В статі приведено короткий аналіз найбільш розповсюджених на практиці методик розрахунку геометрії та міцності циліндричних зубчатих передач Новикова. Розглянути принципіальні недоліки цих методик та показані пути їх ліквідації, які реалізовані в розробках останніх років. Запропоновані рекомендації з створення проектів стандартів на розрахунок циліндричних передач Новикова.

В статье приведен краткий анализ наиболее распространенных на практике методик расчёта геометрии и прочности цилиндрических зубчатых передач Новикова. Рассмотрены принципиальные недостатки этих методик и показаны пути их устранения, реализованные в разработках последних лет. Даны рекомендации по созданию проектов стандартов на расчёт цилиндрических передач Новикова.

**Постановка проблемы.** Появление в середине XX столетия зацепления Новикова явилось выдающимся теоретическим и практическим достижением в области зубчатых передач. Высокая контактная прочность передач Новикова, значительно превосходящая таковую у эвольвентных аналогов, предопределила их интенсивное внедрение, прежде всего, в термоулучшенном исполнении, охватившее многие отрасли промышленности, среди которых - общее редукторостроение, нефтяное и горное машиностроение, судостроение, производство энергетических машин, компрессоров и многое другое. Одних только редукторов общемашиностроительного применения с передачами Новикова выпущено за 40 лет в нашей стране более 2 млн штук, а число таких редукторов для привода нефтяных станков-качалок во всём мире исчисляется сотнями тысяч.

Применение упрочнённых передач Новикова с высокотвёрдыми зубьями встретило в нашей стране на первых порах значительные трудности. Несмотря на то, что имелись успешные применения (главная передача троллейбуса ЗИУ-5, коническая пара трамвая КТМ-5М и др.), широкого внедрения не было. В то же время за рубежом упрочнённые передачи Новикова получили распространение. По имеющимся далеко не полным сведениям данные передачи за рубежом используются в редукторах вертолётов (фирма «Westland Helicopter», Великобритания), в приводах насосов и другого нефтяного оборудования (фирма «Darco», США), в турбинных агрегатах большой мощности для пассажирских судов (предприятие ГНМЗ при КШНГДУ, провинция Шаньдунь, Китай), а также на предприятиях Японии, Бельгии, Индии и Германии.

В чём же причины нашей отсталости от промышленно развитых стран в деле широкого применения упрочнённых передач Новикова?

Не рассматривая здесь вопросы чисто технологического характера, связанные с качеством изготовления зубчатых передач (кстати, любых, а не только передач Новикова), отметим следующие основные, на наш взгляд, причины:

- 1) отсутствие в течение длительного времени надёжного исходного контура, обеспечивающего как приемлемую адаптационную способность передачи, так и достаточную изгибную прочность зубьев;
- 2) отсутствие достаточно обоснованных и проверенных универсальных инженерных методик расчёта и проектирования передач.

Положение с середины 80-х гг. прошлого столетия стало меняться к лучшему в результате работы, проведённой Координационным Советом во главе с ВНИИРедуктором (г. Киев), специально созданным при Минстанкопроме СССР для решения вопроса о внедрении в редукторостроении упрочнённых передач Новикова.

Базой для принятых Советом решений послужили результаты сравнительных испытаний цементованных и нитроцементованных передач Новикова и эвольвентных аналогов в широком диапазоне, выполненные рядом организаций в течение длительного времени (табл. 1,2).

Таблица 1

Примерное количество испытанных упрочнённых пар

Организация	Эвольвентные	Новикова
ОАО «Редуктор» - РГУ	26	54
ЛМИ	Нет данных	9
ВНИИРедуктор	19	13
НИИТМ	5	10
ВВИА им. Жуковского	6	6
<b>ВСЕГО:</b>	<b>56</b>	<b>92</b>

Во всех случаях передачи Новикова имели блестящие приработанные поверхности зубьев и по нагрузочной способности, определяемой контактной прочностью, в несколько раз превосходили

эвольвентные. Исключение составляли только передачи с исходным контуром Урал-2Н, где имелись случаи питтинга в околополюсной эвольвентной зоне, а также некоторые экземпляры нешлифованных пар с исходным контуром ДЛЗ-0.7-0.15. Эвольвентные передачи практически всегда имели прогрессирующий питтинг в виде средних и крупных раковин, нередко служащих источниками также и поломок зубьев.

Главными итогами работы Совета явились создание исходного контура, получившего статус Межгосударственного (в рамках СНГ) Стандарта [1] и разработка первой редакции расчётной методики [2].

Таблица 2

Усреднённые значения отношений  $\lambda$  нагрузочной способности упрочнённых передач Новикова к нагрузочной способности эвольвентных аналогов по изломной прочности

Исходный контур	$\lambda$	Примечание
РГУ-5	1.35	Нешлифованные
Урал-2Н (ГОСТ 15023-76)	0.9	Нешлифованные
КС (ГОСТ 30224-96)	1.4	Нешлифованные
Дон-63	1.17	Эвольвентные - шлифованные; Новикова – нешлифованные и с увеличенным в 1.14 раза модулем
ДЛЗ-0.7-0.15	1.6	Шлифованные

Решения Совета послужили мощным толчком для интенсификации работ по подготовке ведущим предприятием отрасли - Ижевским редукторным заводом - освоения в производстве гаммы редукторов общего назначения серии 6Ц с нитроцементованными передачами Новикова на основе исходного контура [1]. Была изготовлена и пущена в эксплуатацию опытная партия (600 штук) двухступенчатых редукторов, работающая до сих пор без рекламаций. Освоение же всей серии 6Ц в массовом производстве было приостановлено известными событиями 1991г. Есть, однако, основания предполагать, что данные работы будут восстановлены и продолжены. А пока что, из поступивших последних сведений, упрочнённые передачи Новикова в России нашли применение в высокоскоростных приводах воздуходувок ДНХ-110 на НГЗ (г. Николаев) и в главных редукторах ВР-126М вертолётов К-126.

Создание расчётной методики [2] явилось заметным шагом в продвижении передач Новикова. Вместе с тем эта методика, как и разработанные до неё, не свободна от существенных недостатков, сдерживающих её широкое применение. В результате в промышленности пока не преодолен «разнобой» в подходах к проектированию передач Новикова, порождающий в одних случаях неоправданно увеличенный запас прочности и расход металла, в других – перегруженность и преждевременный выход привода из строя. В обоих случаях имеем экономические потери.

**Анализ литературы.** Анализ наиболее известных рекомендуемых источников [2-5], включая стандарт [6], показал, что они обладают рядом недостатков принципиального характера, основные из которых кратко можно свести к следующему:

- отсутствует единый методический подход к расчету передач Новикова с любой твёрдостью поверхностей зубьев;
- не охвачены передачи, нарезаемые со смещением исходного контура (корректированные);
- расчет контактной выносливости поверхностей зубьев основан на определении нормальных контактных напряжений;
- не учитывается процесс изменения геометрии зубьев в процессе приработки;
- отсутствует расчет глубинной контактной прочности поверхностно упрочненных зубьев;
- отсутствует учет «краевых эффектов» при выходе пятна контакта на кромку зубьев и их связь с адаптационной способностью реальной передачи, изготовленной с погрешностями;
- не охвачены передачи с новым современным исходным контуром [1];
- отсутствуют расчеты по определению факторов качества зацепления;
- значения многих важнейших расчетных параметров приняты из методик для эвольвентных передач;
- допускаемые напряжения не согласованы со структурой формул расчета действующих напряжений и с результатами испытаний.

Сказанное с очевидностью свидетельствует об актуальности проведения работ по усовершенствованию расчётов вплоть до их стандартизации как в области геометрии, так и в области прочности передач Новикова.

**Цель статьи.** Целью статьи является обоснование необходимости стандартизации расчётов цилиндрических зубчатых передач Новикова.

**Основной раздел.** Рассмотрим основные пути совершенствования расчётных методик и устранения перечисленных недостатков.

1. В отличие от эвольвентных [7] передачи Новикова не имеют в настоящее время единой методики расчёта для любой твёрдости зубьев. Так, по [3] рассчитывают мягкие передачи, а по [2] – твёрдые, причём структура рабочих формул в этих источниках совершенно различна. Это противоречит логике, затрудняет понимание смысла используемых зависимостей и крайне неудобно в инженерной практике. Полагаем, поэтому, что расчёт передач Новикова, независимо от твёрдости зубьев, должен вестись по единым структурным формулам, подчиняясь единой методике.

2. Ни в одной из распространённых методик [2-6] не рассматриваются скорректированные передачи Новикова, что является большим минусом, поскольку такие передачи получили достаточно широкое распространение, позволяя не только повышать нагрузочную способность, но и решать вопросы унификации.

3. Во всех существующих методиках (за исключением [4]) контактные расчёты проводятся по нормальным напряжениям. Такой подход не позволяет учесть форму площадки контакта, влияние которой на напряжённое состояние контакта весьма существенно. Устранение данного недостатка возможно при переходе от нормальных к эффективным контактным напряжениям [8], определяемым в соответствии с энергетической теорией прочности.

4. Хорошо известна способность поверхностей зубьев передач Новикова к приработке, что проявляется практически при любой твёрдости (хотя и с разной скоростью протекания этого процесса). В результате приработки изменяется первоначальная геометрия контакта, а напряжения снижаются. Известно также, что реальный контакт никогда не достигает предельного (линейного) случая, оставаясь теоретически точечным. Неучёт в контактных расчётах сказанного приводит к нереальным результатам. Так, использование методик [3,5], предполагающих линейный контакт, для мягких зубьев даёт более-менее приемлемые результаты по нагрузочной способности, а для твёрдых – намного завышенные. Применение же методик [2,4], в которых приработка вообще не учтена, даёт нагрузочную способность намного ниже реальной, особенно при низкой твёрдости зубьев. Естественно, что такое положение в современных методиках должно быть устранено.

5. Известны случаи глубинного контактного разрушения поверхностно упрочнённых передач Новикова, однако этому вопросу в литературе уделено незаслуженно мало внимания. Можно, пожалуй, назвать чуть ли не единственную работу [4], где предложен расчёт глубинной контактной прочности передач Новикова, правда, с привлечением теории пластичности, при использовании которой близкий к достоверному анализ напряжённого состояния возможен лишь в сердцевине зуба, но никак не в структурно неоднородном упрочнённом слое. Наши исследования показали, что последнее достижимо в случае использования критерия предельного состояния структурно неоднородных тел, при котором возможно не только определение максимальных критериальных напряжений на любой глубине, но и оценка влияния на прочность таких важнейших параметров, как эффективная твёрдость и толщина упрочнённого слоя для различных вариантов химико-термической обработки поверхностей зубьев. Имея инструмент для надёжного прогнозирования отказов по глубинному контактному разрушению, можно, сопоставляя данные по другим критериям отказа (питтинг, излом, износ, заедание и т.д.), определять рациональные параметры упрочнённых передач Новикова при различных конкретных случаях их применения.

6. Значительным пробелом в существующих методиках является полное отсутствие в расчётах такой важнейшей характеристики передач Новикова, как их адаптационная способность, т.е. способность «удерживать» мгновенное пятно контакта в заданных высотных пределах активной поверхности зуба при наличии радиальных технологических погрешностей изготовления и сборки колёс.

Исследователям давно известно, что чем больше активная высота зуба и разность профильных радиусов выпукло-вогнутых контактирующих поверхностей зубьев, тем меньше чувствительность зацепления Новикова к указанным погрешностям. Однако такой информации явно недостаточно - проектировщику необходимо знать, как изменится нагрузочная способность передачи, если пятно контакта частично выйдет за пределы высоты зуба, что не так уж редко встречается при невысоких степенях точности изготовления и сборки. Информация о т.н. «краевых эффектах», т.е. «всплесках» напряжений при выходе пятна контакта, скажем, на вершинную кромку зуба, особенно важна и должна учитываться для передач с зубьями высокой твёрдости, поскольку в таких случаях возникает реальная опасность сколов и других подобных разрушений аварийного характера.

7. Выше упоминалось о создании исходного контура [1] для упрочнённых передач Новикова с твёрдыми зубьями. Этот исходный контур имеет некоторые особенности, требующие учёта в расчётах. Принимая во внимание, что он стандартизирован, необходимость построения расчётных методик с охватом в том числе и данного исходного контура вполне очевидна.

8. В существующем стандарте [6] на расчёт геометрии передачи Новикова представлены только в некорректированном варианте и только на базе применяемого уже 40 лет исходного контура по ГОСТ 15023-76 [9], предназначенного исключительно для передач с твёрдостью зубьев до HB 320. Поэтому, естественно, в [6] отсутствует проверка зависящих от коррекции ряда факторов, характеризующих качество зацепления, к которым можно отнести:

а) подрезание выпуклой головки зуба;

б) заострение вершины зуба;

в) недопустимое положение полюсной линии, когда она оказывается в зоне активных круговых участков профиля зуба, что превращает принципиально внеполюсное зацепление Новикова в зацепление с участием полюса;

г) сокращение активных поверхностей зубьев в результате их нарезания обкаткой.

Перечисленные факторы, наряду с другими, образуют некоторые блокирующие контуры (как у эвольвентных передач), внутри которых передача не теряет своих основных качеств. Без таких данных проектирование передач с рациональными параметрами, даже на предварительной стадии, невозможно.

Разумеется, в геометрической части будущего стандарта расчёты контрольных параметров зуба (зубомерный размер по хорде, длина общей нормали и т.д.) должны носить общий характер, т.е. охватывать как скорректированные передачи, так и передачи, выполненные на основе современных исходных контуров, имеющих смещение центра окружности головки относительно делительной прямой (например, [1]).

9. Весьма крупным недостатком распространённых методик [2-5] является использование при определении расчётных нагрузок комплекса поправочных коэффициентов, значения которых приняты такими же, как и для эвольвентных передач (в частности, из стандарта [7]). Это касается коэффициентов, учитывающих неравномерность распределения нагрузки, динамическую составляющую в зацеплении и др. В результате подобного подхода полностью игнорируется специфика многопарного зацепления Новикова, принципиально отличающегося от зацепления эвольвентных передач.

С таким ненормальным положением приходилось мириться, пока отсутствовали методы (по крайней мере, доведённые до приемлемого инженерного уровня), которые позволяли бы определять неравномерность распределения нагрузок, а также контактных и изгибных напряжений по площадкам контакта в многопарном зацеплении Новикова, в том числе с учётом влияния торцов зубчатого венца. Появление к настоящему времени таких методов создаёт базу более обоснованного, а следовательно, достоверного определения расчётных нагрузок для передач Новикова в широком диапазоне значений коэффициента осевого перекрытия и степеней точности по плавности и контакту, куда в качестве сомножителей должны войти, помимо вышеупомянутых коэффициентов, параметры, характеризующие адаптационную способность передачи (см. п. 6) и наличие сил трения в контакте.

Отметим, что, поскольку погрешности изготовления и сборки передачи носят принципиально вероятностный характер, то зависящие от этих погрешностей расчётные нагрузки также должны определяться в вероятностном аспекте с заданной «степенью риска».

10. Остановимся на таком важнейшем параметре, как допускаемое напряжение, являющееся правой частью неравенства, выражающего условие прочности, при котором действующее напряжение должно быть не больше допускаемого. Как известно, допускаемое напряжение определяют обычно как частное от деления некоторого предельного (разрушающего) напряжения на выбранный коэффициент запаса прочности. Если предельное напряжение, зависящее от свойств материала, вида термообработки и т.п., принять (с оговоренной степенью надёжности) в качестве некоторой фиксированной «точки отсчёта», то правая часть условия прочности будет зависеть исключительно от выбранного коэффициента запаса прочности.

Что касается левой части условия прочности, в которой содержится определение действующего расчётного напряжения, то её достоверность всецело зависит от научной обоснованности принятой расчётной модели. Естественно, чем совершеннее эта модель, тем достовернее определение действующего напряжения и тем коэффициент запаса прочности должен в меньшей степени отличаться от единицы.

Следовательно, для обоснования конкретных величин коэффициента запаса прочности необходимо, как минимум, располагать:

- а) расчётной моделью, базирующейся на современных достижениях теории упругости, в которой наиболее полно учитывались бы разнообразные факторы, влияющие на работу передачи;
- б) достаточным количеством надёжных (желательно подвергнутых статистической обработке) результатов испытаний передач в широком диапазоне изменения их параметров.

Таким образом, коэффициент запаса прочности является, по сути, параметром, как бы уравнивающим левую и правую части условия прочности. Он характеризует степень совершенства (или, наоборот, приближённости) используемых расчётных моделей, и именно такая его трактовка приведена в [7].

Выбор коэффициента запаса прочности (который по смыслу можно было бы назвать уравнивающим коэффициентом) имеет большое значение и должен, на наш взгляд, осуществляться в соответствии с изложенными выше соображениями.

В заключение отметим, что нами за многие годы выполнена значительная работа [10] по совершенствованию методов геометрического и прочностного расчётов цилиндрических зубчатых передач Новикова и устранению перечисленных выше недостатков и пробелов, имеющих место в распространённых до сих пор расчётных методиках.

Результаты этой работы, воплощённые в разработанных инженерных методиках и на их основе вычислительных программах, уже ряд лет успешно используются на ижевских предприятиях при проектировании и изготовлении редукторов общего назначения (ОАО «Редуктор») и привода нефтяных станков-качалок («Ижнефтемаш»); в последнем случае с помощью этих методик в сочетании с рядом конструктивных решений, выполненных работниками завода, удалось добиться рациональных параметров передач Новикова и крупных редукторов, доведя показатель удельной материалоемкости изделия до 0.037 кг/Нм, что не хуже (а в ряде случаев заметно лучше) мирового уровня.

Результаты наших разработок докладывались на Техническом Комитете «Зубчатые передачи» при Госстандарте России, где были одобрены и предложены в качестве основы проектов будущих Государственных Стандартов.

**Вывод.** Изложенное позволяет сделать вывод о достаточной подготовленности результатов исследований и практической проверки материалов по совершенствованию методов расчёта передач Новикова для принятия их за основу создания первой редакции проектов Межгосударственных (в рамках СНГ) Стандартов на расчёт геометрии и прочности цилиндрических зубчатых передач Новикова, что является новым значительным шагом на пути более широкого распространения в промышленности и повышения конкурентоспособности этих прогрессивных передач.

**Список литературы.** 1. ГОСТ 30224-96. Передачи зубчатые Новикова цилиндрические с твёрдостью поверхности зубьев не менее 35 HRC<sub>9</sub>. Исходный контур. Межгосударственный стандарт. Минск. Межгос. Совет по стандартизации, метрологии и сертификации.

1997. 5 с. 2. Передачи зубчатые Новикова с твёрдостью поверхностей зубьев  $HV \geq 350$ . Расчёт на прочность. Методические рекомендации МР 221-86. М.: ВНИИНМАШ. 1987. 86 с. 3. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г. Конструкции и расчёт зубчатых редукторов. Справочное пособие. Л.: Машиностроение. 1971. 328 с. 4. Росливец Е.Г. Прочность и жёсткость зубьев передач с зацеплением М.Л. Новикова // Прочность корпусов судов и надёжность деталей машин. Труды ГИИВТа. Вып. 138. Горький: 1975. С. 50-96. 5. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. Киев: Техніка. 1978. 144 с. 6. ГОСТ 17744-72. Передачи Новикова с двумя линиями зацепления цилиндрические. Расчёт геометрии. М.: Изд-во стандартов. 1972. 16 с. 7. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические звольвентные. Расчёт на прочность. М.: Изд-во стандартов. 1988. 125 с. 8. Ковальский Б.С. Расчёт деталей машин на местное сжатие. Харьков: ХВКИУ. 1967. 233 с. 9. ГОСТ 15023-76. Передачи Новикова цилиндрические с двумя линиями зацепления. Исходный контур. М.: Изд-во стандартов. 1976. 3 с. 10. Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д. Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие М.: Машиностроение – 1. 2007. 383 с..

*Поступила в редакцию 17.05.2007*