

УДК 621.833.01

А.М. Даньков, С.И. Родионова

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ДЛИНЫ ПУТИ ТРЕНИЯ В ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМЫХ ПЕРЕДАЧАХ НА БАЗЕ СОСТАВНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

*Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь*

Одной из наиболее важных эксплуатационных характеристик любой зубчатой передачи является износостойкость рабочих поверхностей зубьев. Вследствие известных особенностей зацепления зубчатого сектора, вращающегося относительно оси, не совпадающей с центром его делительной дуги, и цельного зубчатого колеса [1], обуславливающих повышенное скольжение зубьев в определенных фазах зацепления, эта характеристика особенно актуальна для плавнорегулируемых зубчатых передач. Оценить трибологические характеристики этой передачи можно, зная более или менее точную картину распределения толщины изношенного в процессе взаимодействия составного и цельного зубчатых колес слоя по профилям зубьев сектора. Известно, что толщина изношенного слоя h зависит от длины L пути трения [2]:

$$h = I_h \times L, \quad (1)$$

где I_h – интенсивность изнашивания материала зубчатых секторов составного зубчатого колеса.

В свою очередь, для определения длины пути трения в произвольной точке u_i контакта профиля зуба сектора с профилем зуба цельного зубчатого колеса необходимо знать радиус r_{y_i} этой точки относительно оси вращения составного зубчатого колеса. Определение этого радиуса осложняется вышеупомянутыми особенностями зацепления зубчатого сектора составного зубчатого колеса с цельным зубчатым колесом. Точки контакта эвольвентных поверхностей зубьев сектора и зубьев цельного зубчатого колеса лежат на общей нормали к этим профилям, являющейся в то же время касательной к основным окружностям колеса-заготовки для изготовления зубчатых секторов (основной дуге сектора) и цельного зубчатого колеса. Ее положение, как было установлено в [1], изменяется в зависимости от угла поворота составного зубчатого колеса.

Введем некоторые допущения, которые без недопустимых искажений позволяют упростить теоретическую картину взаимодействия зубьев составного и цельного зубчатых колес и необходимые для определения длины пути трения расчеты.

Во-первых, в начале и конце процесса взаимодействия однозубого сектора с цельным зубчатым колесом имеются явно выраженные фазы кромочного зацепления [1], в которых точка контакта зубьев не совпадает с общей касательной к основным окружностям колеса-заготовки и цельного зубчатого колеса. Поэтому длину пути трения будем определять для точек профиля зуба сектора, в которых отсутствует кромочное зацепление.

Во-вторых, на практике процесс зацепления сектора составного колеса и цельного зубчатого колеса происходит не изолированно, поэтому при определенных углах поворота составного зубчатого колеса имеет место процесс пересопряжения зубьев, принадлежащих различным секторам. Его длительность определяется конструкцией составного зубчатого колеса (наличие одного, двух или нескольких силовых потоков), числом зубьев сектора, коэффициентом торцового перекрытия секторов и другими ме-

нее значимыми факторами. Неопределенность точки профиля зуба сектора, в которой начинается процесс пересопряжения зубьев, обуславливает необходимость рассматривать взаимодействие сектора и цельного зубчатого колеса без учета этого процесса.

В-третьих, за начальное положение, от которого отсчитываются углы поворота сопряженных зубчатых колес при определении длины пути трения, принимается такое положение зубчатых колес передачи, когда ось симметрии зубчатого сектора совпадает с осью симметрии составного и цельного зубчатых колес. Вследствие присущей передачам на основе полисекторных зубчатых колес погрешности передаточного отношения у них отсутствует прямо пропорциональная связь между углами поворота ведущего и ведомого элемента. Произвольному углу ε_i поворота составного зубчатого колеса соответствует единственная точка у контакта профилей взаимодействующих зубьев, и наоборот, заданной точке у соответствует строго определенный угол ε_i .

С учетом вышесказанного разработаны алгоритм и программа для ЭВМ, которые позволяют определять длину пути трения для зубьев зубчатого сектора в каждой точке их контакта с зубьями цельного зубчатого колеса в произвольный момент времени. Основой разработанного алгоритма является алгоритм определения длины пути трения для эвольвентных передач внутреннего и внешнего зацепления с цельными зубчатыми колесами, который изложен в работе [3] и откорректирован с учетом особенностей зацепления составного и цельного зубчатых колес.

Зацепление зуба зубчатого сектора, рассматриваемое с учетом вышеприведенных допущений, начинается в точке А, которой соответствует угол поворота составного колеса ε_a , и заканчивается в точке С, которой соответствует угол поворота ε_c , то есть угол ε_i изменяется в пределах от ε_a до ε_c .

В соответствии с рисунком 1 радиус окружности с расположенным на оси вращения составного зубчатого колеса центром, проходящей через точку контакта профилей зубьев сектора и цельного зубчатого колес при их как внешнем, так и внутреннем зацеплении определяется из выражения:

$$r_{y1} = \sqrt{R_{y1}^2 + e^2 + 2 \times R_{y1} \times e \times \cos(\delta)}; \quad (2)$$

где R_{y1} - радиус точки контакта профилей зубьев сектора и цельного зубчатого колеса относительно центра колеса-заготовки для изготовления зубчатых секторов составного колеса, определяемый из следующих выражений: при $\varepsilon_i \in [\varepsilon_a, 0]$ для внешнего зацепления -

$$\arccos \frac{r_{e2} + r_e}{00_2} = \left| \arcsin \frac{a \times \sin \varepsilon_i}{00_2} \pm \delta + \arccos \frac{r_e}{R_{y1}} \right|; \quad (3)$$

для внутреннего зацепления -

$$\arccos \frac{r_{e2} - r_e}{00_2} = \left| \arcsin \frac{a \times \sin \varepsilon_i}{00_2} \pm \delta + \arccos \frac{r_e}{R_{y1}} \right|; \quad (4)$$

при $\varepsilon_i \in [0, \varepsilon_c]$ для внешнего зацепления -

$$\arccos \frac{r_{e2} + r_e}{00_2} = \left| \pm \arcsin \frac{a \times \sin \varepsilon_i}{00_2} - \delta \mp \arccos \frac{r_e}{R_{y1}} \right|; \quad (5)$$

для внутреннего зацепления -

$$\arccos \frac{r_{e2} - r_e}{00_2} = \left| \pm \arcsin \frac{a \times \sin \varepsilon_i}{00_2} - \delta \mp \arccos \frac{r_e}{R_{y1}} \right|. \quad (6)$$

В выражениях 3, 4, 5, 6 верхний знак относится к зубу, расположенному слева от оси симметрии составного зубчатого колеса, нижний - к зубу, расположенному

справа от оси симметрии составного зубчатого колеса.

r_{a2} и r_a – радиусы основных окружностей цельного зубчатого колеса и колеса-заготовки для изготовления секторов соответственно;

$00_2 = \sqrt{a^2 + e^2 \pm 2 \times a \times e \times \cos \varepsilon_i}$ – текущее расстояние между центрами колеса-заготовки и цельного зубчатого колеса;

здесь знак плюс для внешнего зацепления, минус – для внутреннего;

a – межосевое расстояние передачи;

e – вылет зубчатого сектора относительно центра составного зубчатого колеса;

δ – угол между осью симметрии зубчатого сектора и радиусом точки контакта: для зубьев зубчатого сектора расположенных слева от оси симметрии составного зубчатого колеса

$$\delta = \frac{2 \times 180}{z} \times N + \frac{180}{2 \times z} + \text{inv}(\arccos \frac{z \times m}{2 \times R_{y1}}) -$$

для точки контакта, находящейся на головке зуба сектора;

$$\delta = \frac{2 \times 180}{z} \times N + \frac{180}{2 \times z} - \text{inv}(\arccos \frac{2 \times R_{y1}}{m \times z}) -$$

для точки контакта, находящейся на ножке зуба сектора,

для зубьев зубчатого сектора расположенных справа от оси симметрии составного зубчатого колеса

$$\delta = \frac{3 \times 180}{2 \times z} + \frac{2 \times 180}{z} \times N - \text{inv}(\arccos \frac{z \times m}{2 \times R_{y1}}) -$$

для точки контакта, находящейся на головке зуба сектора;

$$\delta = \frac{2 \times 180}{z} \times N + \frac{3 \times 180}{2 \times z} + \text{inv}(\arccos \frac{2 \times R_{y1}}{m \times z}) -$$

для точки контакта, находящейся на ножке зуба сектора;

здесь N – номер зуба сектора;

z – число зубьев колеса-заготовки для изготовления секторов;

m – модуль зацепления.

R_{y1} – расстояние точки контакта зубьев сектора и цельного зубчатого колеса в начале зацепления от центра колеса-заготовки;

Подставляя в уравнения 3 и 4:

для внешнего зацепления

$$R_{y1} = \sqrt{r_{a2}^2 + 00_2 - 2 \times r_{a2} \times 00_2 \times \cos(\arccos \frac{r_{a2} + r_a}{00_2} - \arccos \frac{r_{a2}}{r_{a2}})}, \quad (7)$$

для внутреннего зацепления

$$R_{y1} = \sqrt{r_{a2}^2 + 00_2 - 2 \times r_{a2} \times 00_2 \times \cos(\arccos \frac{r_{a2} - r_a}{00_2} - \arccos \frac{r_{a2}}{r_{a2}})}, \quad (8)$$

где r_{a2} – радиус вершин цельного зубчатого колеса, получаем значение угла ε_a .

Подставляя в уравнения 5 и 6 выражение

$$R_{y1} = r_a, \quad (9)$$

где r_a – радиус вершин колеса-заготовки, получаем значение угла ε_c .

Используя полученные зависимости для корректировки приведенного в [3] алгоритма, можно определить длину пути трения для всех точек профилей зубьев

изображенного на рисунке 1 зубчатого сектора составного зубчатого колеса, в которых исключается кромочное зацепление, при его внутреннем и внешнем зацеплении с зубьями цельного зубчатого колеса. Расчеты по разработанной на основе откорректированного алгоритма программе для ЭВМ выполнялись для плавнорегулируемой передачи внутреннего зацепления состоящей из составного зубчатого колеса, изготовленного из чугуна марки СЧ-15, и цельного зубчатого колеса, выполненного из стали 45, с параметрами: модуль зацепления $m = 3$ мм, число зубьев колеса-заготовки для изготовления зубчатых секторов $z = 24$, число зубьев цельного зубчатого колеса $z_2 = 130$, ширина зубчатого венца $b = 15$ мм, исходная расчетная нагрузка (крутящий момент) $T_H = 500$ Н×м.

Для определения длины пути трения необходимо определить полуширину полоски контакта зубьев в точке начала и конца цикла соприкосновения точки контакта сектора с зубом цельного зубчатого, которая определяется по формуле Герца:

$$B = \sqrt{\frac{2 \times \rho \times N}{\pi \times E \times b}}, \quad (10)$$

где N - удельная расчетная нагрузка;

E - приведенный модуль упругости материалов зубьев;

b - ширина венца;

$$\rho = \frac{\rho_1 \times \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} - \text{приведенный радиус кривизны профиля зуба,}$$

здесь знак плюс относится к внешнему зацеплению, знак минус - к внутреннему;

Радиус кривизны составного ρ_1 и цельного ρ_2 зубчатых колес определяется из выражений:

для внутреннего зацепления

$$\rho_1 = r_g \times \tan(\arccos \frac{r_g}{R_{y1}}); \quad (11)$$

$$\rho_2 = \rho_1 + 00_2 \times \sin(\arccos \frac{r_{g2} - r_g}{00_2}); \quad (12)$$

для внешнего зацепления по формулам

$$\rho_1 = r_g \times \tan(\arccos \frac{r_g}{R_{y1}}); \quad (13)$$

$$\rho_2 = g - \rho_1; \quad (14)$$

где g - длина активной части линии зацепления при внешнем зацеплении;

Полученные при этом результаты приведены на рисунках 2 и 3. Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. Характер изменения длины пути трения в различных по высоте профиля зуба точках у составного и цельного зубчатых колес практически одинаков: в полюсе зацепления она равна или близка к нулю и максимальна на ножках и головках зубьев с превышением первой над второй.

2. Длина пути трения для одноименных точек профилей каждого из 4-х зубьев сектора (за исключением полюса зацепления) различна, причем характер этих различий по-разному проявляется для точек, принадлежащих головкам и ножкам зубьев (например, у зуба с минимальной длиной пути трения на ножке на головке она отлична от минимальных значений).

3. С увеличением вылета зубчатых секторов составного колеса относительно оси его вращения длина пути трения в точках профиля, принадлежащих ножке зуба,

изменяется (уменьшается) крайне незначительно. Для нижней граничной точки профиля зуба длина пути трения при всех значениях вылета сектора относительно оси вращения имеет одно и то же значение. Для точек же профиля зуба, принадлежащих его головке разница (увеличение) значений длины пути трения с увеличением вылета сектора становится существенной.

4. Для зуба сектора составного колеса плавнорегулируемой передачи, ось симметрии которого не совпадает с осью симметрии самого сектора, при максимальном вылете последнего длина пути трения в полюсе отлична от 0.

5. При изменении параметров зацепления (модуля и чисел зубьев зубчатых колес), а также для передач с плавнорегулируемым составным зубчатым колесом внешнего зацепления характер изменений длины пути трения для зубьев сектора остается аналогичным описанному.

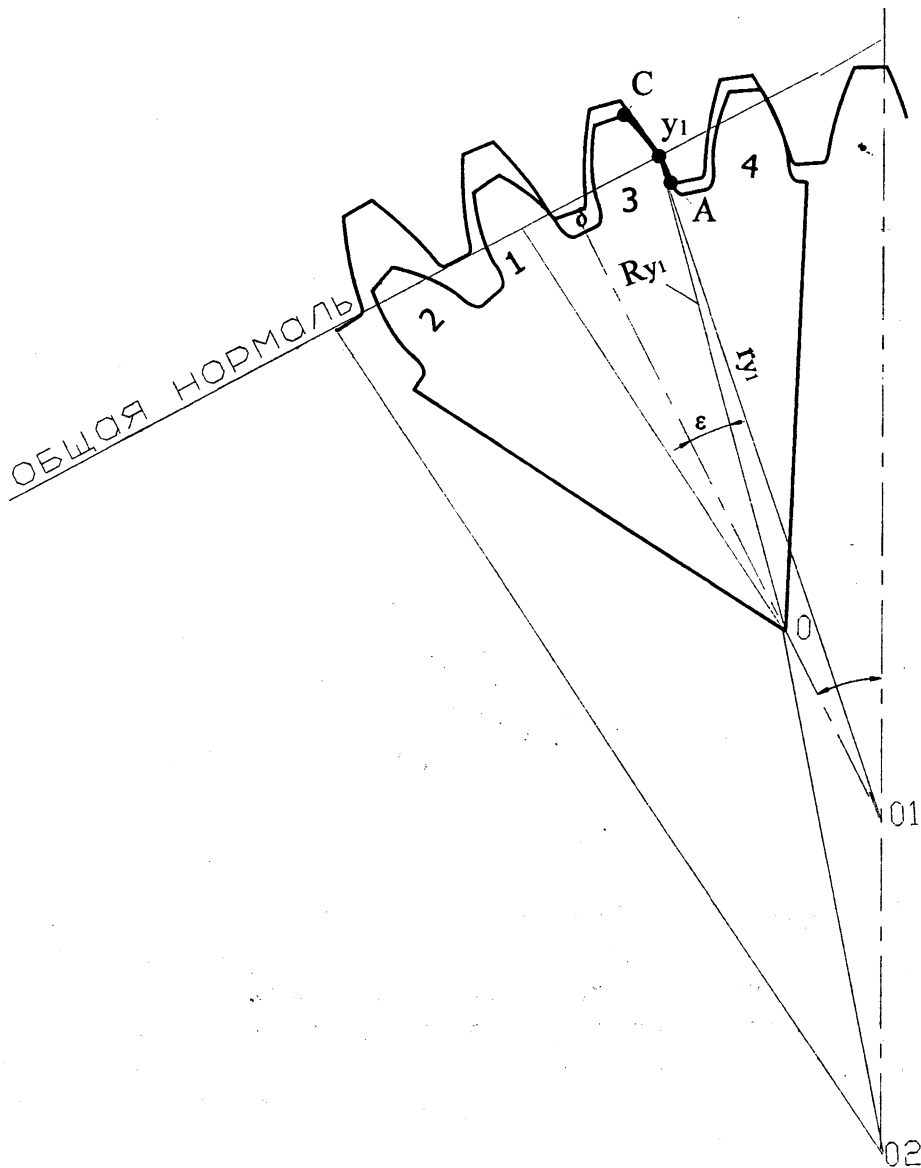


Рис. 1. Зацепление зубьев зубчатого сектора и цельного зубчатого колеса внутреннего зацепления

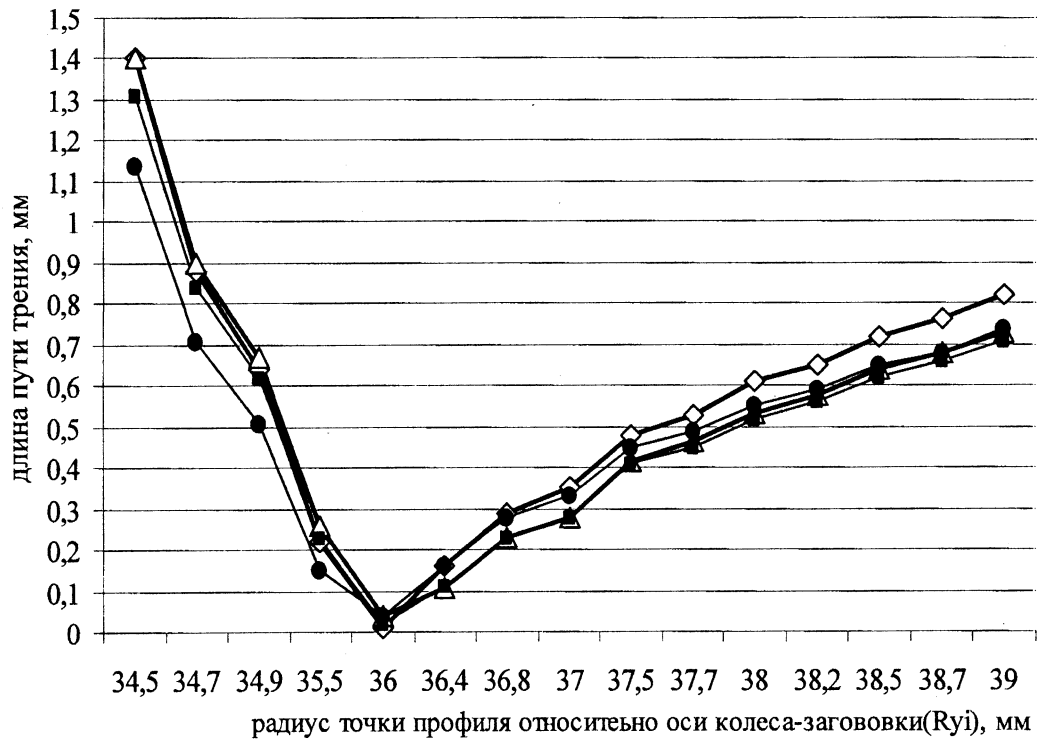


Рис. 2. Зависимость длины пути трения для точек профиля зубьев сектора от их радиуса относительно центра колеса-заготовки

—◇— 1-й зуб —△— 2-й зуб —■— 3-й зуб —●— 4-й зуб

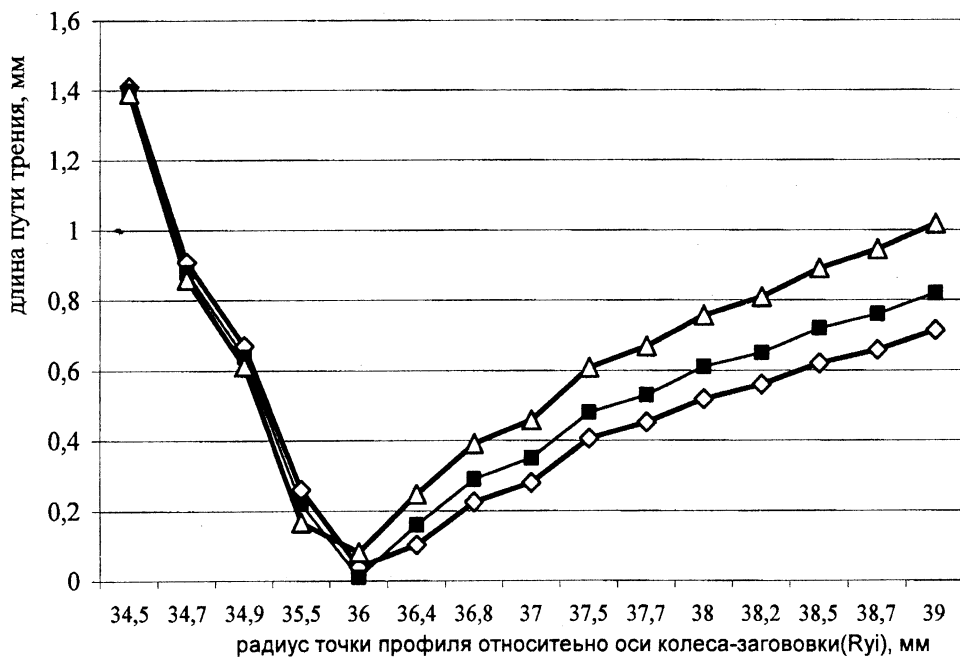


Рис. 3. Зависимость длины пути трения для точек профиля 1-го зуба сектора от вылета сектора относительно оси вращения составного зубчатого

—◇— $e = 0$ мм —■— $e = 10$ мм —△— $e = 20$ мм

ЛИТЕРАТУРА

1. Скойбеда А.Т., Даньков А.М. Передаточные механизмы на основе составных зубчатых колес. – Минск: БГПА, 2000. –96 с.; 2. Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986, 75 с.; 3. Андожский В.Д., Даньков А.М., Рогачевский Н.И. Путь трения эвольвентных зубчатых передач. – Известия ВУЗов. Машиностроение, 1988, № 5, с. 22-25.

УДК 629.114.2

А.Т. Скойбеда, О.А. Сонич

УПРАВЛЕНИЕ МЕЖКОЛЕСНЫМИ И МЕЖОСЕВЫМИ СВЯЗЯМИ МАЛОГАБАРИТНЫХ ТРАКТОРОВ ТЯГОВОГО КЛАССА 0.9

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Развитие современного тракторостроения идет по пути освоения и внедрения широкого мощностного модельного ряда, начиная с мотоблоков и заканчивая универсальными энергонасыщенными машинами. Однако малогабаритным тракторам тягового класса 0.9 уделяется ограниченное внимание. В особенности управлению межколесными и межосевыми связями. Считается, что для тракторов малой мощности системы автоматического управления неприемлемы из-за их сложности и относительно высокой стоимости. В тоже время конструкций принудительной блокировки, при относительной простоте и надежности, используются для преодоления временных препятствий, эффективность которых напрямую зависит от квалификации водителя.

Повышение тягово-сцепных свойств тракторов и автоматизация управления параметрами привода их ходовых систем является одним из основных путей повышения эффективности работы машинно-тракторных агрегатов (МТА). С работой ходовой системы связаны возможности тракторов по созданию тяговой силы и реализации мощности двигателей, рабочая скорость движения и производительность МТА, динамическое воздействие колес и разрушение почвы, потери мощности на передвижение и буксование. Параметры ходовой системы и ее привод определяют динамику взаимодействия колес с опорной поверхностью, нагруженность деталей трансмиссии при разгоне и торможении и долговечность большинства механизмов МТА. Ходовая система и ее привод являются агрегатами, изменение параметров которых влияет практически на весь комплекс основных показателей тракторов.

Анализ основных направлений в повышении тягово-динамических и эксплуатационных качеств колесных тракторов показал, что перспективными являются комплексные методы, улучшающие не только тяговые показатели, но и взаимодействие колес с опорной поверхностью, динамическую нагруженность трансмиссии, тормозные качества, устойчивость движения и т.д.

Одним из наиболее эффективных методов комплексного улучшения основных качеств колесных тракторов является автоматизация управления параметрами ходовой системы и ее привода в тяговом и тормозном режимах движения. Для автоматического управления межосевым приводом колесных машин в настоящее время широко используются блокирующиеся дифференциалы и муфты свободного хода, причем практиче-