

А.Ф.Андреев
В.В.Ванцевич
А.Х.Лефаров

Дифференциалы. Колёсных машин.

Под общей редакцией А.Ф. Лефарова

Москва.
«Машиностроение» 1987г.

Рецензент А. И. Мамлеев

В соответствии с «Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1986—1990 годы и на период до 2000 года» в автотракторной промышленности будут продолжаться работы по совершенствованию и увеличению выпуска многоприводных колесных машин, необходимых для развития нефтегазовой, строительной, лесной и других отраслей промышленности, а также будет наращиваться выпуск специальных автомобилей и прицепов для перевозки различных сельскохозяйственных грузов.

Высокая проходимость современных колесных машин достигнута применением двигателей большой мощности, использованием полноприводных схем колесных движителей, созданием шин с улучшенными тягово-сцепными свойствами. Однако эти решения не исчерпывают всех возможностей.

Теоретические и экспериментальные исследования, а также опыт эксплуатации показывают, что на проходимость и другие сопутствующие свойства машин немалое влияние оказывают схема привода к ведущим мостам и колесам и механизмы, применяемые в узлах связи привода.

Существуют две общеизвестные схемы привода к ведущим колесам: дифференциальная и блокированная. Эти схемы в настоящее время основные. Как тот, так и другой приводы имеют свои достоинства и недостатки. При движении по усовершенствованным дорогам преимущество за дифференциальным приводом, в условиях бездорожья — за блокированным.

Делалось много попыток создать такую схему, которая воплотила бы положительные свойства дифференциального и блокированного приводов и исключила бы их недостатки. Первым шагом в этом направлении было применение в машине одновременно обеих схем (которые используются водителем в зависимости от дорожных условий). Конструктивно эта схема предусматривает установку обычного дифференциала с возможностью его блокировки. Однако недостатки такой схемы известны: возложение на водителя дополнительных функций; снижение эффективности схемы при ее несвоевременном включении; затруднительность применения принудительной блокировки при наличии нескольких ведущих мостов. По указанным причинам конструкторы продолжают поиск новых решений. Начиная с 40-х годов, работы в этом направлении непрерывно расширяются. Цель работ — создание таких механизмов,

Андреев А. Ф. и др.

А65 Дифференциалы колесных машин / А. Ф. Андреев, В. В. Ванцевич, А. Х. Лефаров; Под общ. ред. А. Х. Лефарова. — М.: Машиностроение, 1987. — 176 с.: ил.

(В обл.): 55 к.

В книге приведена классификация дифференциалов, рассмотрены их схемы, конструкции, кинематические и силовые характеристики, проанализировано влияние различных схем привода к ведущим колесам на эксплуатационные свойства автомобиля, изложены методики проекторочных расчетов, экспериментальных исследований дифференциалов.

Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, конструированием и эксплуатацией колесных машин.

А 3603030000-305
038(01)-87

ББК 39.33

которые, сохраняя дифференциальный эффект, обеспечили бы перераспределение сил тяги между ведущими мостами и колесами в сторону увеличения силы тяги колес с лучшим сцеплением с дорогой при уменьшении силы тяги колес, оказавшихся в худших условиях по сцеплению с дорогой. Применение таких механизмов в многоприводных машинах привело бы к дальнейшему повышению их проходимости при сохранении достаточно удовлетворительных других эксплуатационных свойств. Конструктивных схем таких механизмов, получивших название самоблокирующихся дифференциалов, насчитывают сотни. Однако ни одна из них проблемы полностью не решила, несмотря на то, что многие механизмы нашли применение в машинах.

Свойства дифференциальных и заблокированных приводов противоположны. Привод, содержащий самоблокирующийся дифференциал, занимает промежуточное положение, и в зависимости от коэффициента блокировки дифференциала может приближаться к дифференциальному приводу, одновременно удаляясь от заблокированного, или, наоборот, приближаться к заблокированному приводу, удаляясь от дифференциального.

В книге рассмотрены типовые схемы дифференциалов и другие механизмы дифференциального типа, их кинематика и динамика, а также их влияние на эксплуатационные свойства колесных машин в сопоставлении с заблокированным приводом. Большое внимание уделено самоблокирующимся дифференциалам. Приведены классификация самоблокирующихся дифференциалов, характеристики и методы расчета блокирующих свойств каждого класса механизмов, рассмотрены их влияние на эксплуатационные свойства машин, результаты новых исследований.

Кинематические и динамические характеристики дифференциалов

Объективные условия движения колесной машины определяют неравные угловые скорости ее колес, обусловленные неодинаковыми путями, проходимыми колесами, вследствие разной кривизны следа определенных колес как в горизонтальном, так и в вертикальном направлении; нестрогое равенство радиусов качения колес из-за наличия допусков на изготовление шин и различной степени износа их протектора, а также несоблюдение соответствия заданным требованиям давления воздуха в шинах, нагрузки колес и других причин.

Неравные угловые скорости ведомых колес обеспечиваются их независимой посадкой на оси вращения, а ведущих колес — применением межколесных и межосевых дифференциалов.

При заблокированном приводе угловые скорости колес находятся в заданном соотношении; при одинаковых моделях шин они равны между собой. Поэтому в реальных условиях движения при заблокированном приводе происходит рассогласование между окружной скоростью отдельных колес и проходимой ими длиной пути, вследствие чего в контакте колес с дорожным покрытием возникают тангенциальные силы и соответствующие им деформации шин. При таком приводе ведущие колеса и привод подвергаются большим нагрузкам, что отрицательно влияет на их работоспособность и на экономичность машины. Поэтому в механических трансмиссиях применяют дифференциальный механизм в приводе ведущих колес. При одном источнике энергии (двигателе) и одном потребителе энергии (ведущем колесе) нет необходимости применять дифференциал (например, мотоцикл). Угловая скорость колеса прямо пропорциональная угловой скорости коленчатого вала двигателя.

Привод к колесу представляет собой механизм с одной степенью свободы. Для машины с двумя ведущими колесами необходим один дифференциал; для машины с тремя ведущими колесами — два дифференциала и т. п. Для машины с полностью дифференциальным приводом при одном двигателе число необходимых дифференциалов должно быть на единицу меньше числа ведущих колес. Если на машине установлены два и большее число двигателей с независимым приводом к колесам от каждого двигателя, то число необходимых дифференциалов снижается. Если число двигателей равно числу ведущих колес, то дифференциалы не нужны. При дифференциальном приводе число двигателей и диф-

ференциалов соответствует числу ведущих колес. При одном двигателе привод представляет собой систему с числом степеней свободы, равным числу ведущих колес.

При дифференциальном приводе не существует определенной зависимости между угловыми скоростями отдельных колес, а также между угловой скоростью любого колеса и угловой скоростью двигателя. Строгая зависимость существует только между угловой скоростью колечатого вала двигателя (точнее — угловой скоростью корпуса дифференциала раздаточной коробки) и суммой угловых скоростей всех ведущих колес, т. е.

$$\sum_{i=1}^n q_i (\omega_i' + \omega_i'') = q_0 \omega_p,$$

где q_i и q_0 — постоянные коэффициенты, определяемые передаточным числом привода; ω_i' и ω_i'' — угловые скорости забегающего и отстающего колес i -го моста при движении по дороге любой кривизны; n — число ведущих мостов; ω_p — угловая скорость корпуса дифференциала раздаточной коробки.

Если дифференциалы симметричные и шины одной модели, то

$$\sum_{i=1}^n (\omega_i' + \omega_i'') = 2\omega_p (n/u),$$

где u — передаточное число трансмиссии от раздаточной коробки до колес.

Дифференциал — планетарный механизм с двумя степенями свободы. Его три основных звена сопряжены с внешними механизмами. Подводимая к дифференциалу мощность распределяется между двумя звеньями механизма, которые связаны с выходными валами.

При заданной угловой скорости корпуса дифференциала угловые скорости двух выходных валов могут принимать разные значения в зависимости от условий движения машины. Однако существует определенная зависимость между угловыми скоростями трех звеньев механизма.

Дифференциалы, применяемые в колесных машинах, подразделяют на следующие группы: по выполняемой функции на межколесные, межосевые, межтележечные, межбортовые; по конструкции зубчатых колес на конические и цилиндрические; по кинематическому передаточному числу на симметричные и несимметричные. Особую группу составляют самоблокирующиеся дифференциалы.

Дифференциал, распределяющий крутящий момент между выходными валами поровну, называют *симметричным*. Дифференциал, распределяющий момент между выходными валами не поровну, называют *несимметричным*. В последнем случае отношение крутящих моментов на выходных валах определяется передаточным числом дифференциала. Указанные распределения крутящих моментов для симметричных и несимметричных дифференциалов рассматриваются без учета сил трения в элементах механизмов.

В межколесном приводе машины применяют только симметрич-

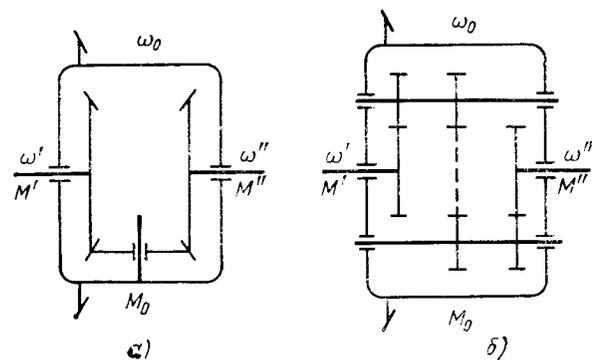


Рис. 1. Схемы симметричных дифференциалов: а — конического; б — цилиндрического

ные дифференциалы — конические или цилиндрические (рис. 1). Это объясняется тем, что расчетные нормальные нагрузки двух колес ведущего моста машины равны между собой. Однако в некоторых сельскохозяйственных самоходных комбайнах нормальная нагрузка колес ведущего моста неодинакова. Тем не менее и в этом случае применяют симметричные дифференциалы, как правило, конические. Несимметричные дифференциалы (в основном цилиндрические) используют в межосевом приводе.

Рассмотрим кинематику и динамику несимметричных дифференциалов (рис. 2). По кинематическим и динамическим характеристикам симметричный дифференциал представляет собой частный случай несимметричного.

Кинематическая схема несимметричного конического дифференциала обычно выполняется аналогично коническому симметричному дифференциалу, причем конические зубчатые колеса имеют

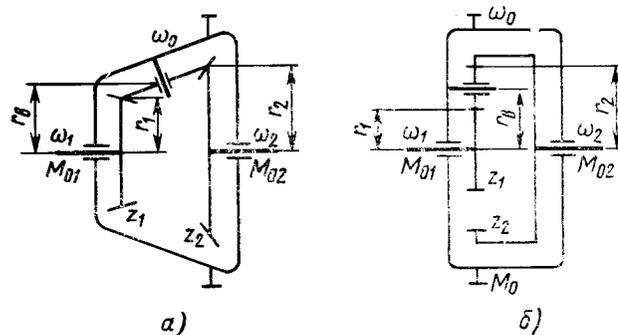


Рис. 2. Схемы несимметричных дифференциалов: а — конического; б — цилиндрического

разные размеры. На рис. 2, б представлена кинематическая схема несимметричного цилиндрического дифференциала.

В цилиндрическом несимметричном дифференциале сателлиты и солнечная шестерня одного вала имеют наружное зацепление, а сателлиты и эпициклическое колесо другого вала — внутреннее. В несимметричных дифференциалах отношение чисел зубьев эпициклического колеса и солнечной шестерни называют *внутренним передаточным числом* u_d трехзвенного дифференциального механизма.

В общем случае при движении машины три основных звена дифференциала вращаются в одном направлении, но с различными угловыми скоростями.

Найдем зависимость, определяющую связь угловых скоростей трех основных звеньев несимметричного дифференциала. Положим, что корпус дифференциала неподвижен. Тогда при угловой скорости солнечного зубчатого колеса $\omega_{отн}$ угловая скорость эпициклического колеса равна $\omega_{отн}/u_d$.

Результирующие угловые скорости выходных валов дифференциалов раздаточных коробок

$$\omega_{p1} = \omega_p + \omega_{отн};$$

$$\omega_{p2} = \omega_p - \omega_{отн}/u_d, \text{ или}$$

$$u_d \omega_{p2} = u_d \omega_p - \omega_{отн}.$$

После суммирования этих выражений получим

$$(\omega_{p1} + u_d \omega_{p2}) / (1 + u_d) = \omega_p. \quad (1)$$

При $u_d = 1$ для симметричного дифференциала

$$0,5(\omega' + \omega'') = \omega_0,$$

где ω' , ω'' и ω_0 — угловые скорости соответственно забегающего и отстающего звеньев (полуосей) и корпуса дифференциала.

На рис. 3 приведены зависимости, рассчитанные по формуле (1) для различных значений u_d . Точка P_n , называемая *масштабной точкой*, соответствует прямолинейному движению машины, когда $\omega_1 = \omega_2 = \omega_0$ (независимо от значения u_d).

Определим силовые зависимости на основных звеньях механизма. В зацеплении солнечного и эпициклического колес с сателлитом действуют равные окружные усилия, так как сателлит представляет собой равноплечий элемент, усилие на котором составляет половину окружной силы, полученной от деления крутящего момента на корпусе дифференциала M_p на радиус водила r_v . Тогда моменты на выходных валах

$$M_{p1} = \frac{M_p}{2r_v} r_1 = M_p \frac{r_1}{r_1 + r_2} = M_p \frac{z_1}{z_1 + z_2};$$

$$M_{p2} = \frac{M_p}{2r_v} r_2 = M_p \frac{r_2}{r_1 + r_2} = M_p \frac{z_2}{z_1 + z_2}.$$

Так как $r_p = 0,5(r_1 + r_2)$, а радиусы начальных окружностей зубчатых колес пропорциональны числу их зубьев, то

$$M_{p2}/M_{p1} = r_2/r_1 = z_2/z_1 = u_d,$$

где M_{p1} и M_{p2} — крутящие моменты на переднем и заднем выходных валах; r_1 и r_2 , z_1 и z_2 — радиусы и числа зубьев солнечного и эпициклического колес.

При $u_d = 1$ для симметричного дифференциала $M' = M''$. Полученные выражения справедливы как для цилиндрического, так и для конического дифференциалов. Таким образом, в несимметричных дифференциалах отношение крутящих моментов на выходных валах (бóльшего к меньшему), без учета внутренних сил трения, всегда равно передаточному числу дифференциала.

Так как отношение крутящих моментов постоянно, то при снижении крутящего момента на одном выходном валу, на другом валу крутящий момент автоматически уменьшится во столько же раз.

Если необходимость дифференциала в межколесном приводе очевидна, то при решении вопроса о необходимости дифференциала в межосевом приводе следует провести более подробное исследование. Рассмотрим этот вопрос на примере машины с колесной

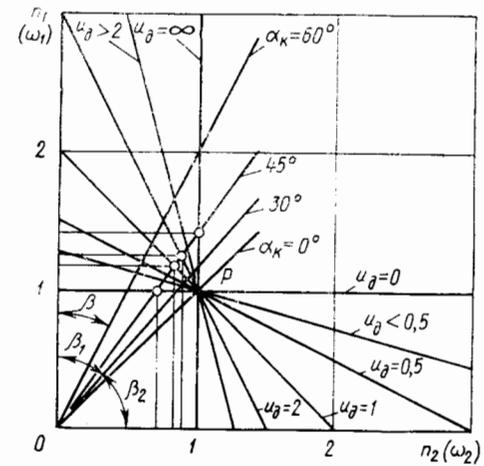


Рис. 3. Зависимость угловых скоростей ведущих осей машины 4x4 на повороте

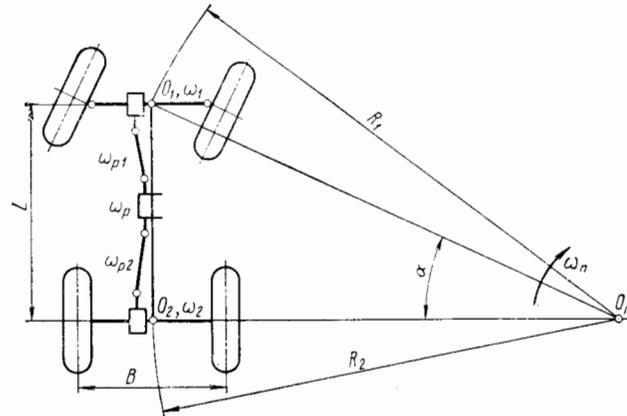


Рис. 4. Кинематическая схема автомобиля 4x4 при движении по криволинейному участку

формулой 4×4 , одинаковыми колесами, передним управляемым и задним неуправляемым мостами (рис. 4) при движении по криволинейному участку пути на ровной горизонтальной поверхности. При исследовании не будем учитывать боковые и тангенциальные деформации шин. За расчетный принимаем радиус качения колеса $r_{к0}$ в ведомом режиме.

При прямолинейном движении угловые скорости корпусов дифференциалов обоих мостов одинаковы, т. е.

$$\omega_1 = \omega_2 = \omega_p / u_0,$$

где ω_1, ω_2 — угловые скорости корпусов дифференциалов соответственно переднего и заднего мостов; u_0 — передаточное число главной передачи мостов.

При криволинейном движении линейные скорости центров каждого колеса равны, с одной стороны, произведению угловой скорости колеса на радиус качения, а с другой — произведению угловой скорости поворота машины ω_n относительно центра поворота на радиус поворота каждого колеса. Поэтому, учитывая зависимость угловых скоростей симметричного дифференциала, можно показать, что

$$\omega_1 r_{к0} = \omega_n R_1 \text{ и } \omega_2 r_{к0} = \omega_n R_2.$$

Поделив эти два выражения одно на другое, получим

$$\omega_2 / \omega_1 = \omega_{p2} / \omega_{p1} = R_2 / R_1 = \cos \alpha. \quad (2)$$

Следовательно, угловые скорости переднего и заднего карданных валов, определяемые условиями криволинейного движения машины, неодинаковы. Последнее возможно только при использовании в межосевом приводе дифференциального механизма. Кроме того, из выражения (2) следует, что отношение угловых скоростей карданных валов, равно как и угловых скоростей корпусов дифференциалов двух мостов, не зависит от базы, колен и других размерных параметров машины, а зависит только от угла поворота колес α .

Полагая, что на машине установлен несимметричный межосевой дифференциал (общий случай), можно найти значения угловых скоростей ω_{p1} и ω_{p2} в зависимости от угловой скорости корпуса дифференциала раздаточной коробки ω_p , принимаемой постоянной как для прямолинейного, так и для криволинейного движения машины. Для этого необходимо совместно решить уравнения (1) и (2), так как значения ω_{p1} и ω_{p2} одновременно должны удовлетворять обоим выражениям:

$$\frac{\omega_{p1}}{\omega_p} = \frac{1 + u_d}{1 + u_d \cos \alpha} > 1; \quad \frac{\omega_{p2}}{\omega_p} = \frac{1 + u_d}{u_d + 1 / \cos \alpha} < 1.$$

Эти уравнения показывают, что при дифференциальном приводе линейные скорости центров ведущих мостов при криволинейном движении изменяются относительно скорости прямолинейного дви-

жения. У центра заднего моста линейная скорость уменьшается ($\omega_{p2} < \omega_p$), а у переднего моста — увеличивается ($\omega_{p1} > \omega_p$), причем с возрастанием u_d значение ω_{p1} отдалится, а значение ω_{p2} приблизится к значению ω_p . Абсолютные значения ω_{p1} и ω_{p2} с увеличением u_d растут, а с уменьшением u_d — падают.

Представляет интерес определение предельных значений ω_{p1} и ω_{p2} при изменении u_d от нуля до бесконечности. После раскрытия неопределенности в приведенных равенствах имеем:

при $u_d \rightarrow \infty$

$$\omega_{p1} = \omega_p [(1 + u_d) / (1 + u_d \cos \alpha)] = \omega_p / \cos \alpha;$$

$$\omega_{p2} = \omega_p [(1 + u_d) / (u_d + 1 / \cos \alpha)] = \omega_p;$$

при $u_d = \infty$ ω_{p1} и ω_{p2} имеют максимально возможные значения. Этот случай соответствует движению машины с одним задним ведущим мостом.

Аналогично, при $u_d \rightarrow 0$

$$\omega_{p1} = \omega_p [(1 + u_d) / (1 + u_d \cos \alpha)] = \omega_p;$$

$$\omega_{p2} = \omega_p [(1 + u_d) / (u_d + 1 / \cos \alpha)] = \omega_p \cos \alpha.$$

При $u_d = 0$ получаем минимально возможные значения ω_{p1} и ω_{p2} . Этот случай соответствует движению машины с одним передним ведущим управляемым мостом.

Рассмотренные зависимости показывают, что на продольной оси машины имеется такая точка, линейная скорость которой равна скорости прямолинейного движения. В зависимости от значения u_d эта точка может находиться на прямой между точками O_1 и O_2 . Подобный анализ может быть выполнен для машины с любым числом ведущих управляемых и неуправляемых мостов.

Приведенные исследования подтверждают, что объективные условия движения полноприводной машины вызывают необходимость применения дифференциальных механизмов во всех узлах связи трансмиссии.

Усилия в зацеплении конических колес дифференциалов

Экспериментальные исследования и опыт эксплуатации дифференциалов показывают, что в некоторых случаях наблюдаются повышенные износы и задиры их деталей. Такие дефекты возникали при умеренных расчетных давлениях. Очевидно, что одной из причин этого является наличие значительных и неучтенных в расчетах внутренних усилий в дифференциалах, превышающих расчетные.

Усилия, действующие внутри конических дифференциалов, определяются усилиями, возникающими в зацеплениях и, в частности, их осевыми составляющими. Суммарные осевые усилия дифференциалов слагаются из осевых усилий отдельных зацеплений сателлитов и полуосевых колес. Поэтому первоначально рассмотрим метод расчета осевого усилия одного зацепления.

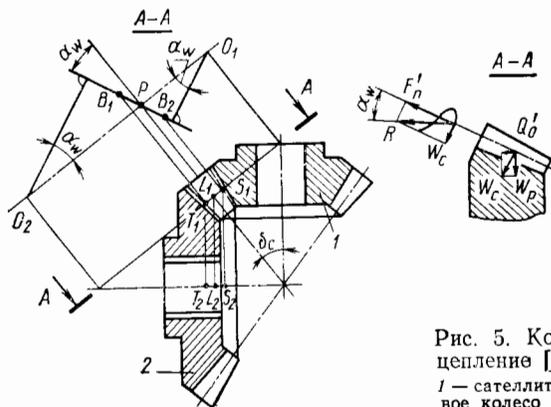


Рис. 5. Коническое зацепление [19]:
1 — сателлит; 2 — полуосевое колесо

При определении осевого усилия прямозубого конического зацепления пары колес для простоты обычно рассматривают случай, когда точка контакта зубьев находится в полюсе и не учитываются влияние положения точки контакта зубьев на линии зацепления и действие трения в зацеплении (рис. 5). Осевое усилие, действующее со стороны одного сателлита на полуосевое зубчатое колесо дифференциала,

$$Q_0' = F_n' \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c, \quad (3)$$

где F_n' — окружная сила конического зацепления; α_w — угол зацепления; δ_c — угол делительного конуса сателлита.

Отсюда для четырехсателлитного дифференциала

$$Q_0 = 4Q_0' = M_0 / (2r_n) \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c, \quad (4)$$

где r_n — средний радиус зацепления.

При использовании выражений (3) и (4) и постоянном моменте M_0 осевое усилие Q_0 независимо от положения точки контакта зубьев на линии зацепления остается постоянным.

На основании приведенной на рис. 6 расчетной схемы зацепления прямозубых цилиндрических колес, учитывающей положение точки A контакта зубьев на линии зацепления и действие сил трения F_w , найдем выражение для расчета осевого усилия в коническом прямозубом зацеплении, принимая во внимание указанные факторы. Для этого пару цилиндрических колес будем рассматривать как эквивалентную конической паре (см. рис. 5).

Полагаем, что нагрузка передается одной парой зубьев, так как в дифференциалах обычно коэффициент перекрытия $\varepsilon \approx 1$ (например, в дифференциале переднего моста трактора МТЗ-82 $\varepsilon = 0,888$).

Из рис. 5 находим усилие

$$W_c = F_n' \operatorname{tg} (\alpha_k \pm \rho) = M \operatorname{tg} (\alpha_k \pm \rho) / r_{пт}, \quad (5)$$

где α_k — угол, определяющий положение точки A относительно центра O_2 вращения эквивалентного цилиндрического колеса; ρ —

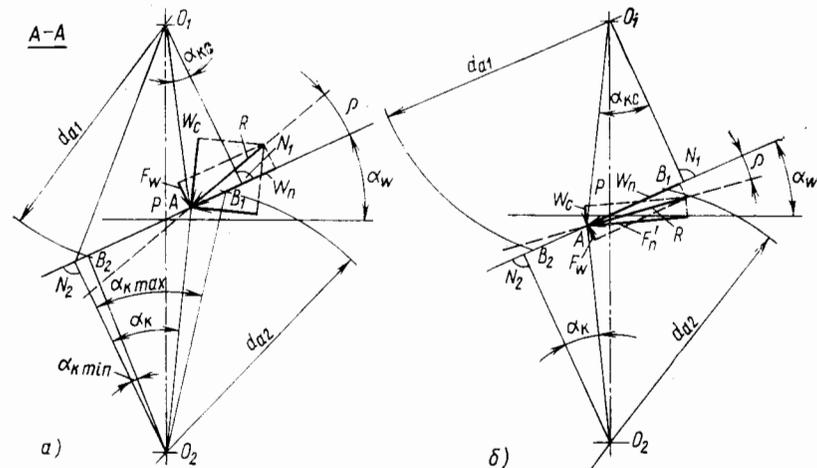


Рис. 6. Схема полцилиндрического зацепления

угол трения. Здесь и далее знак плюс соответствует $\alpha_k > \alpha_w$ (рис. 6, а), а знак минус $-\alpha_k < \alpha_w$ (рис. 6, б); M — крутящий момент зубчатого колеса при зацеплении с одним сателлитом; $M = M_0 / 8$; $r_{пт}$ — плечо приложения силы F_n' [изменяется от $T_1 T_2$ до $S_1 S_2$ (см. рис. 5)].

Найдем выражение для $r_{пт}$. В случае $\alpha_k < \alpha_w$ из геометрических соотношений, представленных на рис. 5 и 6, б, находим отрезки:

$$O_2 N_2 = O_2 P \cos \alpha_w, \quad O_2 P = r_n / \sin \delta_c \quad (6)$$

и

$$AP = PN_2 - AN_2 = O_2 P \sin \alpha_w - O_2 N_2 \operatorname{tg} \alpha_k = \frac{r_n}{\sin \delta_c} (\sin \alpha_w - \cos \alpha_w \operatorname{tg} \alpha_k). \quad (7)$$

Определим проекцию отрезка AP на ось $L_1 L_2$:

$$AP \sin \alpha_w \sin \delta_c = r_n \sin \alpha_w (\sin \alpha_w - \cos \alpha_w \operatorname{tg} \alpha_k).$$

Тогда для $\alpha_k < \alpha_w$

$$\begin{aligned} r_{пт} &= r_n - AP \sin \alpha_w \sin \delta_c = \\ &= r_n [1 - \sin \alpha_w (\sin \alpha_w - \cos \alpha_w \operatorname{tg} \alpha_k)]. \end{aligned}$$

В общем случае при перемещении точки контакта от точки B_1 (вход зубьев в зацепление) до точки B_2 (выход зубьев из зацепления)

$$r_{пт} = r_n [1 \pm \sin \alpha_w (\pm \cos \alpha_w \operatorname{tg} \alpha_k \mp \sin \alpha_w)]. \quad (8)$$

С учетом выражений (5) и (8) и рис. 5 осевое усилие, дейст-

вующее на полуосевое зубчатое колесо со стороны его зацепления с одним сателлитом,

$$Q_0' = \frac{M_0}{8r_{\Pi}} \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{\kappa} \pm \rho) \cos \delta_c}{[1 \pm \sin \alpha_w (\pm \cos \alpha_w \operatorname{tg} \alpha_{\kappa} \mp \sin \alpha_w)]}. \quad (9)$$

Отметим, что при $\alpha_w = \alpha_{\kappa}$ и $\rho = 0$ выражение (9) примет вид формулы (3). Из выражения (9) следует, что даже при отсутствии трения в зацеплении усилие Q_0' переменное вследствие изменения угла α_{κ} (от $\alpha_{\kappa \max}$ при входе зубьев зубчатого колеса и сателлита в зацепление до $\alpha_{\kappa \min}$ при выходе из зацепления).

Определим $\alpha_{\kappa \max}$ и $\alpha_{\kappa \min}$. Из рис. 6, а получаем

$$\alpha_{\kappa \max} = \alpha_w + \angle PO_2B_1, \quad (10)$$

а из треугольника O_2PB_1 по теореме синусов имеем

$$\frac{0,5d_{a2}}{\sin(90^\circ + \alpha_w)} = \frac{PO_2}{\sin(180^\circ - 90^\circ - \alpha_w - \angle PO_2B_1)}$$

или

$$\frac{0,5d_{a2}}{\cos \alpha_w} = \frac{PO_2}{\cos(\alpha_w + \angle PO_2B_1)}. \quad (11)$$

С учетом выражений (6) и (10) преобразуем выражение (11) к виду

$$\alpha_{\kappa \max} = \arccos\left(\frac{2r_{\Pi} \cos \alpha_w}{d_{a2} \sin \delta_c}\right). \quad (12)$$

В формуле (12) наружный диаметр колеса [19]

$$d_{a2} = m_3(z_3 + 2 + 2x - 2y),$$

где m_3 — модуль эквивалентного цилиндрического колеса, равный модулю конического колеса в его среднем сечении; $z_3 = z_{\Pi} / \sin \delta_c$ (здесь z_{Π} — число зубьев полуосевого зубчатого колеса дифференциала); x — коэффициент смещения; y — коэффициент восприимчивости смещения.

Модуль m_3 связан с внешним окружным модулем m_{te} зависимостью

$$m_3 = m_{te} - b / \sqrt{z_{\Pi}^2 + z_c^2},$$

где b — ширина венца; z_c — число зубьев сателлита.

С учетом выражений для d_{a2} и m_3 формула (12) примет окончательный вид:

$$\alpha_{\kappa \max} = \arccos\left\{\frac{r_{\Pi} \cos \alpha_w}{\left(m_{te} - \frac{b}{\sqrt{z_{\Pi}^2 + z_c^2}}\right) [0,5z_{\Pi} + (1-x-y) \sin \delta_c]}\right\}. \quad (13)$$

Аналогично можно получить выражение для расчета угла $\alpha_{\kappa \min}$:

$$\alpha_{\kappa \min} = \arccos\left\{\frac{r_{\Pi} \cos \alpha_w}{\left(m_{te} - \frac{b}{\sqrt{z_{\Pi}^2 + z_c^2}}\right) [0,5z_{\Pi} - (1-x) \sin \delta_c]}\right\}. \quad (14)$$

Формулы (13) и (14), ограничивающие пределы изменения угла α_{κ} в выражении (9), позволяют осуществить расчет осевой силы Q_0' . В то же время для полноты раскрытия характера изменения Q_0' при обкатывании зубьев сателлита и полуосевого колеса необходимо определить связь между углами α_{κ} и $\alpha_{\kappa c}$ и углом поворота сателлита ν_c вокруг своей оси.

Из рис. 6 имеем

$$AN_1 = O_1N_1 \operatorname{tg} \alpha_{\kappa c},$$

или

$$\begin{aligned} AN_1 &= PN_1 + PA = PN_1 + (N_2P - N_2A) = \\ &= O_1N_1 \operatorname{tg} \alpha_w + O_2N_2 \operatorname{tg} \alpha_w - O_2N_2 \operatorname{tg} \alpha_{\kappa}. \end{aligned}$$

Приравняв правые части этих выражений, получим

$$\operatorname{tg} \alpha_{\kappa c} = \operatorname{tg} \alpha_w (1 + O_2N_2 / O_1N_1) - O_2N_2 \operatorname{tg} \alpha_{\kappa} / O_1N_1. \quad (15)$$

С учетом выражения (6) формула (15) примет вид

$$\alpha_{\kappa c} = \operatorname{arctg}[(1 + \operatorname{ctg}^2 \delta_c) \operatorname{tg} \alpha_w - \operatorname{ctg}^2 \delta_c \operatorname{tg} \alpha_{\kappa}], \quad (16)$$

или

$$\alpha_{\kappa} = \operatorname{arctg}[(1 + \operatorname{tg}^2 \delta_c) \operatorname{tg} \alpha_w - \operatorname{tg}^2 \delta_c \operatorname{tg} \alpha_{\kappa c}].$$

Определим связь между углами ν_c и $\alpha_{\kappa c}$. За начало отсчета угла ν_c примем такое положение сателлита, когда точка A контакта зубьев находится в полюсе зацепления P , т. е. $\nu_c = 0$ при $\alpha_{\kappa c} = \alpha_w$. Тогда при $\alpha_{\kappa c} > \alpha_w$, когда точка контакта зубьев A принадлежит отрезку PB_2 (см. рис. 6), угол ν_c определяется следующим образом:

$$\nu_c = \alpha_{\kappa c} - \alpha_w - \theta_0 + \theta_1.$$

Известно, что

$$\begin{aligned} \theta_0 &= \operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w; \\ \theta_1 &= \operatorname{inv} \alpha_{\kappa c} = \operatorname{tg} \alpha_{\kappa c} - \alpha_{\kappa c}. \end{aligned}$$

Тогда

$$\nu_c = \operatorname{tg} \alpha_{\kappa c} - \operatorname{tg} \alpha_w \quad \text{или} \quad \alpha_{\kappa c} = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha_w + \nu_c).$$

Соответственно при $\alpha_{\kappa c} < \alpha_w$

$$\nu_c = \operatorname{tg} \alpha_w - \operatorname{tg} \alpha_{\kappa c} \quad \text{или} \quad \alpha_{\kappa c} = \operatorname{arctg}(\operatorname{tg} \alpha_w - \nu_c). \quad (17)$$

На рис. 7 приведены расчетные значения удельного (безразмерного) осевого усилия $(8r_{\Pi}/M_0) Q_0'$ в коническом зацеплении, рассчитанного по формуле (9) с учетом соотношений (13), (14), (16)

и (17). Принято $z_c=11$; остальные параметры конического зацепления, необходимые для расчетов, адекватны параметрам дифференциала трактора МТЗ-80. Сплошные линии соответствуют углу трения $\rho=3,5^\circ$, штрихпунктирные — $\rho=0$, а штриховые — значению Q_0' по формуле (3). Как видно из рис. 7, из-за изменения угла α_k при $\rho=0$ максимальное значение осевого усилия превышает минимальное значение в 1,64 раза, а значение, определенное по общепринятой формуле (3), — в 1,34 раза. При учете трения в зацеплении эти изменения значительнее (соответственно 2,67 и 1,56 раза).

Скачкообразный характер изменения осевого усилия объясняется изменением направления силы трения в зубьях при прохождении точки А через полюс зацепления ($\alpha_k = \alpha_{kc} = \alpha_w$ и $\rho=0$), а также сменой шага зацепления.

Определение характера изменений осевого усилия в одном зацеплении позволяет перейти к рассмотрению суммарных осевых усилий дифференциалов.

Суммарные осевые силы, действующие на правое и левое полуосевые зубчатые колеса дифференциала,

$$Q_{оп} = \sum_{j=1}^a (Q'_{0п})_j; \quad Q_{ол} = \sum_{j=1}^a (Q'_{0л})_j. \quad (18)$$

Для двух- и четырехсателлитных дифференциалов a равно соответственно 2 и 4. Отметим, что усилия $Q_{оп}$ и $Q_{ол}$, как правило, равны между собой. Выражение (18) отражает суммирование особых усилий отдельных зацеплений, а не простое учетверение (удвоение) значения усилия одного зацепления, подсчитанного по формуле (9) (как принято считать). Последнее объясняется неодинаковыми значениями осевых усилий пар зацеплений вследствие раз-

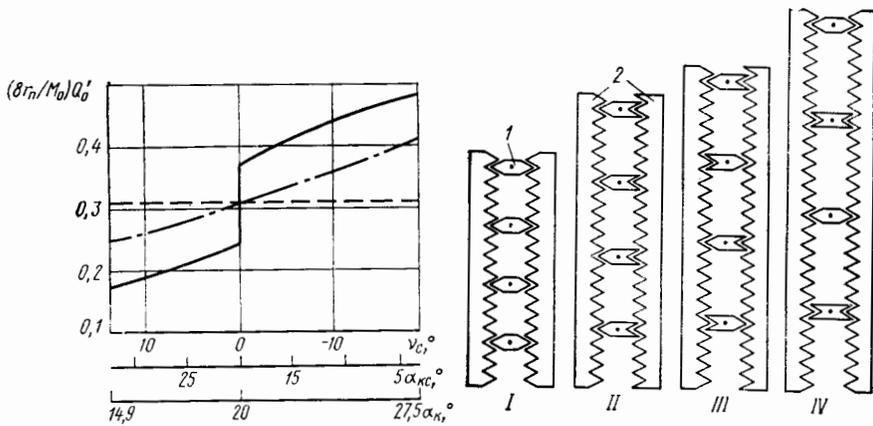


Рис. 7. Изменение удельного осевого усилия в коническом зацеплении пары зубчатых колес

Рис. 8. Схемы конических зацеплений четырехсателлитных дифференциалов: 1 — сателлит; 2 — полуосевые колеса

личных положений точек контакта зубьев сателлитов и полуосевых зубчатых колес на линии зацепления в один и тот же момент времени.

Как показали исследования [9], положение точек контакта зубьев зависит от соотношения чисел зубьев z_n полуосевого колеса и z_c сателлита; поэтому конические дифференциалы с двумя и четырьмя сателлитами для расчетов по формуле (18) можно подразделить на четыре группы.

Ниже приведена классификация групп конических дифференциалов (a — число сателлитов, равное 2 или 4):

	z_c	z_n/a
I	Четное	Целое
II	Нечетное	»
III	»	Дробное
IV	Четное	»

На рис. 8 приведено схематическое изображение разверток зацеплений четырехсателлитных дифференциалов

Определим закономерность изменения суммарных осевых усилий в конических зацеплениях четырехсателлитных дифференциалов каждой группы.

Группа I. На рис. 9, а приведена схема зацепления сателлита с полуосевыми зубчатыми колесами. Когда точка контакта зуба 1' сателлита с зубом правого полуосевого колеса находится в полюсе a' , противоположный зуб сателлита лежит вне линии зацепления и нагрузку к левому колесу передает зуб 1'' с углом $\alpha_{kc} = \alpha_w - \chi$.

Найдем угол χ . Если полагать, что треугольник $a''ef$ прямоугольный и отрезок ef равен ширине впадины, составляющей $\pi m_3 - S_T$, где S_T — толщина зуба, то

$$\frac{a''e}{\sin \chi} = \frac{0,5m_3z_3 - ef \sin \alpha_w}{\sin (90^\circ - \alpha_w)}$$

или

$$\frac{(\pi m_3 - S_T) \cos \alpha_w}{\sin \chi} = \frac{0,5m_3z_3 - (\pi m_3 - S_T) \sin \alpha_w}{\cos \alpha_w},$$

откуда

$$\chi = \arcsin \left[\frac{(\pi m_3 - S_T) \cos^2 \alpha_w}{0,5m_3z_3 - (\pi m_3 - S_T) \sin \alpha_w} \right]. \quad (19)$$

Если повернуть сателлит, изображенный на рис. 9, а, по часовой стрелке на угол ν_{co} так, чтобы точка контакта зуба 1'' лежала на прямой eO , то

$$\nu_{co} = \text{tg } \alpha_w - \text{tg } (\alpha_w - \chi).$$

При этом точка контакта 1' зуба переместится на линии зацепления в направлении точки b' , и угол $\alpha_{ксп}$, определяющий ее положение на линии зацепления,

$$\alpha_{ксп} = \arctg (\text{tg } \alpha_w - \nu_{co})$$

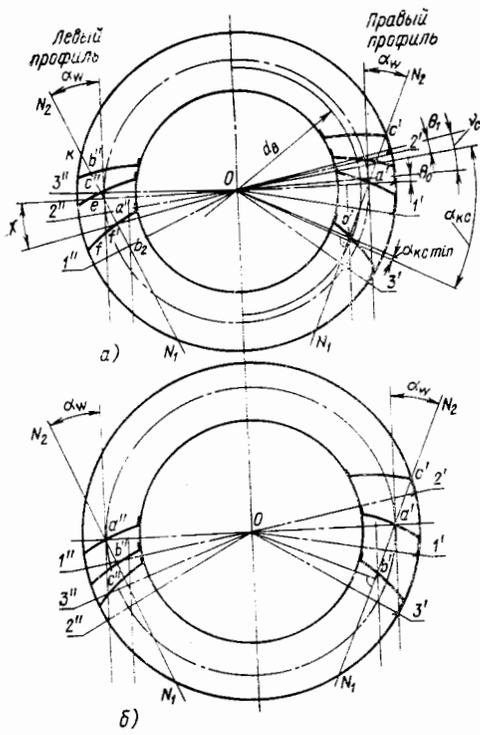


Рис. 9. Схема зацепления сателлита с полуосевыми зубчатыми колесами при числе зубьев z_c :
 а — четном; б — нечетном

колесами, изложенная выше и отображенная на рис. 9, а, идентична для всех четырех сателлитов. Поэтому для такой группы дифференциалов суммарные осевые усилия $Q_{оп}$ и $Q_{ол}$, действующие на полуосевые колеса, соответственно равны $4Q_{оп}$ и $4Q_{ол}$.

На рис. 10 сплошными линиями показаны удельные осевые силы, действующие со стороны одного и четырех сателлитов на полуосевые колеса дифференциала переднего моста трактора МТЗ-8: а штриховыми — усилия, рассчитанные по формулам (3) и (4).

Если имеется кривая изменения сил, действующих на одно полуосевое колесо, то графически можно получить кривую сил, действующих на второе колесо. Для этого необходимо повернуть изображение, представленное на рис. 10, а, на 180° относительно вертикальной оси $v_{сп} = 0$ и сместить его вправо на угол χ (рис. 10, б).

Следует отметить, что рассмотренный процесс изменения осевых усилий циклический; число циклов за один оборот сателлита соответствует числу его зубьев.

Выражения для углов χ и $v_{со}$ позволяют при дальнейшем повороте сателлита получить соотношение между углами $\alpha_{ксл}$ и $\alpha_{ксп}$, определяющими положение точек контакта левого и правого профилей зубьев на линиях зацепления в один и тот же момент времени, и соответствующими им углами $v_{сп}$ и $v_{сл}$ из формул (17). Соотношения между углами $v_{сп}$ и $v_{сл}$ приведены в табл. 1.

По значениям углов $v_{сп}$ и $v_{сл}$ и формулам (9), (13), (14), (16) и (17) можно рассчитать осевые усилия $Q'_{оп}$ и $Q'_{ол}$, действующие на правое и левое зубчатые колеса дифференциала первой группы со стороны их зацепления с одним сателлитом.

Очевидно (см. рис. 8) что в этой группе дифференциалов (как, впрочем, и в группе II) кинематика зацепления сателлита с правым и левым полуосевыми

Таблица 1

Соотношения между углами		Положение на линии зацепления точки контакта профиля (рис. 9, а)	
v_c	$v_{сл}$	правого	левого
0	$v_{сл} = v_{со} = \lg \alpha_w - \lg(\alpha_w - \chi)$	В точке a' (положение 1')	В точке a'' (положение 1'')
$v_{сп} < v_{со}$	$v_{сл} = v_{со} - v_{сп}$	На прямой $a'b'$	На прямой $a''e$
$v_{сп} = v_{со}$	$v_{сл} = 0$	То же	В точке e
$v_{сп} > v_{со}$	$v_{сл} = v_{сп} - v_{со}$	»	На прямой ke
$v_{сп} = v_{спл}$	$v_{сл} = v_{со} \text{ min} - v_{со}$	В точке b' (положение 3')	В точке b'' (положение 3'')
$v_{сп}$	$v_{сл} = v_{сп} + v_{со} < v_{спл}$	На прямой $a'c'$	На прямой $a''b_2$
$v_{сп} > v_{спл}$	$v_{сл} = v'_{сп} + v_{со} = v_{спл}$	То же	В точке b_2

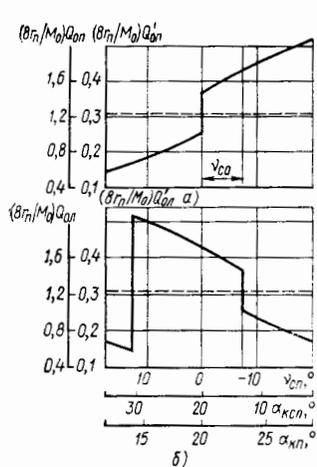


Рис. 10. Изменение удельных осевых усилий, действующих на полуосевые колеса дифференциала трактора МТЗ-82:
а — правое; б — левое

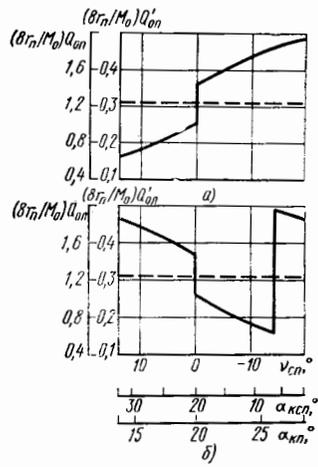


Рис. 11. Изменение удельных осевых сил, действующих на полуосевые колеса дифференциала автомобиля МАЗ-500:
а — правое; б — левое

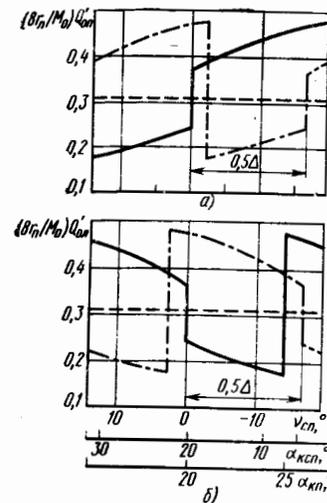


Рис. 12. Изменение удельных осевых сил, действующих со стороны двух смежных сателлитов на полуосевые колеса дифференциала трактора МТЗ-80 ($z_c = 11$):
а — правое; б — левое

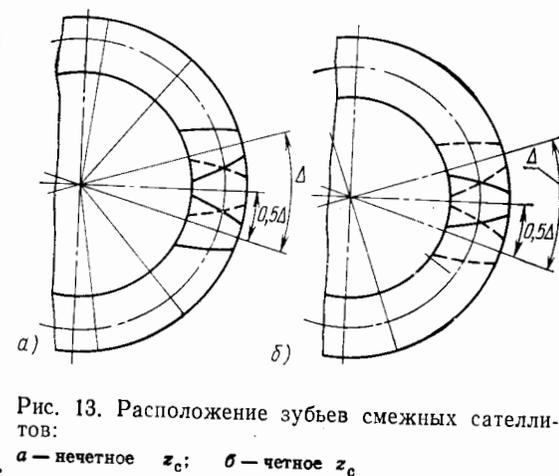


Рис. 13. Расположение зубьев смежных сателлитов:
а — нечетное z_c ; б — четное z_c

Группа II. При рассмотрении кинематики и динамики зацеплений первой группы дифференциалов используется методика расчета зубчатых колес со смещением и без смещения. Объем и порядок расчета не изменяются, а учет смещения не вносит существенных изменений в результаты расчета. Во второй группе дифференциалов, учитывая незначительное влияние смещения, рассматриваются только зацепления зубчатых колес без смещения. При этом методика расчета значительно упрощается.

В группе дифференциалов число зубьев сателлита z_c нечетно, поэтому когда правый профиль сателлита, представленный на рис. 9, б, занимает положение I' , диаметрально противоположно ему располагается впадина, и левый профиль занимает положение I'' . При этом точка a'' лежит на прямой $a'O$, так как рассматриваются некорректированные колеса. Следовательно углы $v_{cл}$ и $v_{cп}$ одинаковы по значению, но разные по знаку, т. е. $|v_{cл}| = |v_{cп}| = v_c$. Задаваясь углом v_c , по формулам (9), (13), (14), (16) и (17) можно рассчитать осевые усилия, действующие на оба полуосевых колеса со стороны их зацепления с одним сателлитом. Результат расчета для дифференциала автомобиля МАЗ-500 при $z_{п} = 20$, $\alpha_{ш} = 20^\circ$ приведены на рис. 11.

Так как зубья четырех сателлитов в зацеплении с одним полуосевым колесом дифференциала (см. рис. 8) имеют идентичную кинематику, то для определения суммарных осевых усилий, действующих на каждое зубчатое колесо, необходимо учетверить значения сил $\frac{\delta r_{п}}{M_0} Q'_{0л}$ и $\frac{\delta r_{п}}{M_0} Q'_{0п}$ [сплошные линии — изменение

удельных осевых сил, действующих со стороны одного из четырех сателлитов на полуосевые колеса дифференциала, штриховые — изменение осевых сил, рассчитанных по формулам (3) и (4)].

Кривую осевого усилия, действующего на одно колесо, можно получить графически по рассчитанной кривой усилия, действующего на другое колесо. Для этого необходимо повернуть изображение кривой на 180° относительно вертикальной оси $v_{cp} = 0$.

Группа III. В этом случае (z_c — нечетное число) осевые усилия, действующие на левое и правое полуосевые зубчатые колеса со стороны их зацепления с одним сателлитом, определяются так же, как и для дифференциалов группы II [сплошные линии (рис. 12)]. В зацеплении с одним полуосевым колесом (см. рис. 8) зубья диаметрально противоположных сателлитов одновременно входят в зацепление и выходят из него. Поэтому осевые усилия таких зацеплений изменяются по закономерности, показанной сплошными линиями на рис. 12.

При сопоставлении рис. 8 и 13, а видно, что относительное смещение на линии зацепления зубьев двух смежных сателлитов (сплошные и штриховые линии) в зацеплении с одним зубчатым колесом равно половине углового шага Δ . Поэтому при сдвиге кривых, изображенных сплошными линиями на рис. 12, на угол $v_c = 0,5\Delta$, можно получить соответствующие значения осевых усилий в зацеплении другой пары сателлитов с полуосевыми колесами, смежной с первой парой сателлитов (см. рис. 12, штрихпунктирные линии). Суммируя ординаты кривых, показанных сплошными и штрихпунктирными линиями, получим усилие, действующее на

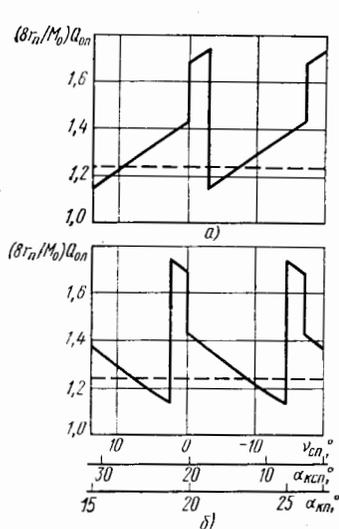


Рис. 14. Изменение удельных осевых сил, действующих на полуосевые колеса дифференциала трактора МТЗ-80 ($z_c = 11$):
 а — правое; б — левое; — фактической; - - - расчетной

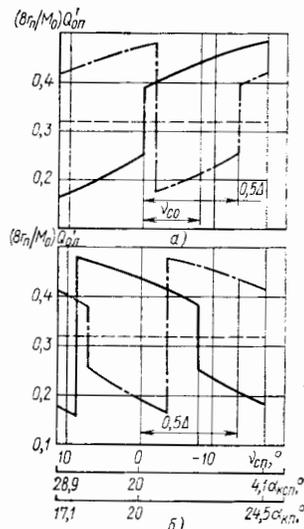


Рис. 15. Удельные осевые усилия, действующие со стороны двух смежных сателлитов на полуосевые колеса дифференциала трактора Т-150К ($\alpha_\omega = 20^\circ$):
 а — правое; б — левое

правое полуосевое колесо со стороны двух смежных сателлитов. Удваивая результаты, получим суммарное осевое усилие $(8r_n/M_0)Q_{оп}$, действующее на правое полуосевое колесо со стороны четырех сателлитов (рис. 14, а). Аналогичными операциями с кривыми, представленными на рис. 12, б, получим суммарное осевое усилие $(8r_n/M_0)Q_{ол}$, действующее со стороны четырех сателлитов на левое полуосевое колесо (рис. 14, б). Штриховые линии на рис. 12 и 14 показывают изменения осевых сил, рассчитанных по формулам (3) и (4).

Группа IV. В этой группе дифференциалов число зубьев сателлитов z_0 четное, и определение осевых усилий, действующих на левое и правое полуосевые колеса со стороны их зацепления с одним сателлитом, осуществляется, как и для дифференциалов группы I (рис. 15, сплошные линии).

Как и в дифференциалах, принадлежащих к группе III, относительное смещение на линии зацепления зубьев двух смежных сателлитов в зацеплении с одним полуосевым колесом равно половине углового шага Δ (см. рис. 8 и 13, б). Путем сдвига на угол $\nu_c = 0,5\Delta$ кривых, изображенных сплошными линиями на рис. 15, получим соответствующие значения осевых усилий в зацеплении другой пары сателлитов с полуосевыми колесами, смежной с первой парой сателлитов (рис. 15, штрихпунктирные линии).

В зацеплении с одним полуосевым колесом зубья диаметрально противоположных сателлитов (см. рис. 8) одновременно входят в зацепление и выходят из него. Поэтому осевые усилия таких зацеплений изменяются по одной и той же закономерности.

Суммируя ординаты кривых, показанных сплошными и штрихпунктирными линиями на рис. 15, а, получим усилие, действующее на правое полуосевое колесо со стороны двух смежных сателлитов. Удваивая результаты, получим суммарное осевое усилие $(8r_n/M_0)Q_{оп}$, действующее на правое полуосевое колесо со стороны четырех сателлитов (рис. 16, а). Аналогичным образом (см. рис. 15, б) получим суммарное осевое усилие $(8r_n/M_0)Q_{ол}$, действующее со стороны четырех сателлитов на левое полуосевое колесо (рис. 16, б). Штриховые линии на рис. 15 и 16 показывают изменения осевых сил, рассчитанных по формулам (3) и (4).

Приведенные на рис. 10, 11, 14 и 16 кривые показывают существенные изменения суммарных осевых усилий конических зацеплений в пределах шага и существенные отличия от результатов расчета по формуле (4), изображенных штриховыми линиями. Для характеристики изменений этих сил введем коэффициенты

$$K_{01} = Q_{0 \max} / Q_0; \quad K_{02} = Q_{0 \max} / Q_{0 \min}, \quad (20)$$

где $Q_{0 \max}$ и $Q_{0 \min}$ — максимальное и минимальное значения суммарных осевых усилий; Q_0 — значение осевого усилия, рассчитанного по формуле (4).

Значения коэффициентов изменения осевых сил K_{01} и K_{02} для четырехсателлитных дифференциалов приведены в табл. 2.

Для двухсателлитных дифференциалов методика исследования осевых усилий и расчетные формулы те же (при нахождении суммарных осевых сил в дифференциалах I и II групп следует не учитывать, а удваивать значения осевой силы одного зацепления; суммарные осевые усилия дифференциалов III и IV групп определяют путем сложения осевых усилий зацеплений двух сателлитов без их удвоения).

Для получения результатов в каждой из четырех групп сочетаний z_n и z_c использовали двухсателлитный дифференциал автомобиля ИЖ-2125 ($z_c = 10$ и $z_n = 16$), который относится к группе I. Результаты расчетов в остальных группах получены при искусственном изменении чисел зубьев z_n и z_c . По результатам расчетов

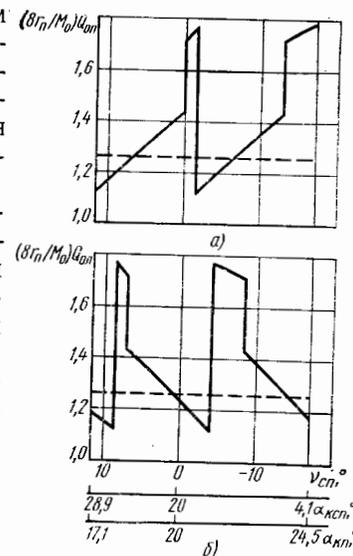


Рис. 16. Удельные осевые силы, действующие на полуосевые колеса дифференциала трактора Т-150К ($\alpha_\omega = 20^\circ$):
 а — правое; б — левое

Таблица 2

Номер группы	Дифференциал	K_{01}	K_{02}
I	Дифференциал переднего моста трактора МТЗ-82 ($z = 10$, $z_{п} = 16$, $\alpha_{\omega} = 20^{\circ}$)	1,69	3,59
II	Дифференциал заднего моста: автомобиля МАЗ-500 ($z_c = 11$, $z_{п} = 20$, $\alpha_{\omega} = 20^{\circ}$)	1,6	3,63
III	трактора МТЗ-80 ($z_c = 11$, $z_{п} = 22$, $\alpha_{\omega} = 20^{\circ}$)	1,4	1,54
IV	трактора Т-150К ($z_c = 14$, $z_{п} = 26$, $\alpha_{\omega} = 20^{\circ}$)	1,45	1,6

осевых сил определены коэффициенты K_{01} и K_{02} для автомобиля ИЖ-2125, значения которых приведены в табл. 3.

Таблица 3

Номер группы	Дифференциал	K_{01}	K_{02}	Номер группы	Дифференциал	K_{01}	K_{02}
I	$z_c=10, z_{п}=16$	1,433	3,096	III	$z_c=11, z_{п}=17$	1,122	1,702
II	$z_c=11, z_{п}=16$	1,433	3,096	IV	$z_c=10, z_{п}=17$	1,123	1,703

Следует отметить, что дифференциалы машин, имеющих различные числа зубьев сателлитов и полуосевых колес и разные модули, но входящие в одну группу, имеют практически одинаковые коэффициенты K_{01} и K_{02} . Сравнительные расчеты показывают, что различие значений этих коэффициентов не превышает 1,5%. Поэтому приведенные коэффициенты K_{01} и K_{02} можно использовать для практических расчетов предельных значений осевых усилий дифференциалов. Для этого следует определить значения осевых усилий по формуле (4) и воспользоваться приведенными выше значениями коэффициентов и формулами (20).

Сравнение значений K_{01} и K_{02} дифференциалов разных групп позволяет определить предпочтительное сочетание чисел зубьев z_c сателлитов и $z_{п}$ полуосевых колес. Такое сочетание z_c и $z_{п}$ соответствует дифференциалам групп III и IV, в которых колебания суммарных осевых усилий минимальны.

Результаты испытаний, подтверждающие данные теоретических исследований, приведены ниже.

Работоспособность дифференциалов

Приведенные выше результаты исследований показывают скачкообразный характер изменения осевых сил; следует отметить, что

пиковые значения превышают значения усилий, полученных обычным методом расчета.

Многолетний опыт показывает, что существенное значение при определении работоспособности дифференциалов имеет рассмотрение скоростного режима. Установлены нормы допускаемого давления в элементах трения дифференциалов, которые сохранились и в последующих моделях машин, где в связи с применением колесных передач дифференциалы имеют уменьшенные размеры и форсированные скоростные режимы. Последнее приводит к снижению работоспособности дифференциалов. Появились преждевременные износы опорных шайб полуосевых зубчатых колес и сателлитов, износы и задиры шипов сателлитов. Одна из причин этого — возрастание относительных скоростей в деталях механизмов и, как следствие, увеличение удельной работы трения.

Угловые скорости элементов дифференциалов в машинах с колесными передачами при идентичных условиях движения превышают угловые скорости таких элементов в машинах без колесных передач пропорционально передаточному числу колесной передачи. Относительное движение деталей дифференциала определяется как радиусом поворота машины, так и раздельным буксованием колес. Таким образом, скоростной режим — существенный фактор, определяющий работоспособность дифференциалов.

Стремление к широкому использованию автопоездов вызывает увеличение эксплуатационной нагрузки дифференциалов. Этому способствует и рост удельных мощностей машин. Одновременно увеличивается число случаев раздельного буксования колес, особенно на режимах разгона. Все это необходимо учитывать при разработке и расчете дифференциалов новых машин.

Поэтому в некоторых случаях необходимо повышать работоспособность дифференциалов, не прибегая к серьезным конструктивным изменениям. Для снижения давления на трущиеся поверхности иногда возможно увеличение площади поверхностей трения в пределах размеров механизма; в других случаях для уменьшения коэффициента трения изменялись пары трения, т. е. вводились бронзовые или латунные втулки и опорные шайбы. В некоторых случаях улучшались условия поступления смазочного материала к поверхностям трения: предусматривались дополнительные масляные отверстия в корпусе дифференциала и сателлитах, различные формы канавок на поверхностях трения, а также различные маслоуловители.

В одной из моделей отечественных машин был применен специальный насос для смазывания дифференциала, что позволило повысить работоспособность механизма. Подобные решения встречаются и за рубежом; так, в грузовых автомобилях фирмы MAN, имеющих колесные передачи, в редукторах мостов применены масляные насосы.

Ведутся поиски и других методов повышения износостойкости деталей дифференциалов, например используется метод лазерного упрочнения коробок дифференциала. Стендовые испытания пока-

зали увеличение износостойкости опорных поверхностей коробки дифференциала после лазерной обработки.

Отрицательное влияние на работоспособность дифференциалов оказывает неравномерное распределение нагрузки между сателлитами. Конструктивные решения предусматривают строго равномерное расположение сателлитов по окружности и, следовательно, равномерное их нагружение. Производственно-технологические погрешности при изготовлении деталей вызывают неравномерное нагружение сателлитов. Если погрешности в таких агрегатах, как коробка передач, главные передачи и т. п., выявляются при заводских дорожных испытаниях, то погрешности в дифференциалах при этих испытаниях не обнаруживаются, а оказывают влияние при дальнейшей эксплуатации машины. Поэтому важно выявить погрешности еще при сборке механизмов.

Рассмотрим четырехсателлитный дифференциал, где сателлиты расположены под углом 90° . В этих случаях отмечаются два конструктивных решения опор сателлитов (или крестовина, или два отдельных пальца). С точки зрения равномерного распределения нагрузки, конструкция с цельной крестовиной более предпочтительна. Технологически прямой угол между осями сателлитов в данном случае определяется расположением отверстий в корпусе под крестовину и точностью изготовления крестовины.

Если сателлиты установлены на два отдельных пальца, то технологически прямой угол между их осями обеспечивается расположением отверстий в корпусе под пальцы. Отклонения от прямого угла сборкой не выявляются, так как два отдельных пальца всегда становятся на свое место. При сборке отклонение от прямого угла может быть обнаружено лишь в случае значительных ошибок, когда в некоторых зацеплениях зубьев отсутствуют зазоры. Неравномерное распределение усилий по сателлитам отрицательно влияет на прочностные показатели зубчатых колес дифференциалов и износостойкость нар трения.

Отметим еще одну конструктивную особенность дифференциалов. Торцовую опорную поверхность сателлитов выполняют или сферической или плоской. Наблюдения показывают, что дифференциалы со сферической опорной поверхностью имеют несколько лучшую работоспособность, главным образом паре сателлит — шип крестовины, чем дифференциалы с плоскими опорными поверхностями. Очевидно, сферическая поверхность несколько уменьшает нагрузку на шип, воспринимая часть окружного усилия.

В табл. 4 приведены основные геометрические параметры дифференциалов отечественных автомобилей и тракторов.

Двойные дифференциалы

В транспортных машинах, в частности в механизмах поворота гусеничных машин, применяются двойные дифференциалы. Эти механизмы при относительной простоте обеспечивают достаточно удовлетворительную динамику поворота гусеничной машины.

Автомобили, тракторы	Номинальная мощность двигателя, кВт	Число зубьев		Модуль m_{te}	Угол зацепления α	Число сателлитов	Номер группы	Тип водила	Диаметр шипа водила, мм	Радиус трещащей сферической поверхности сателлита, мм
		z_{II}	z_C							
<i>Легковые автомобили</i>										
ЛуАЗ-969М	29,4	17	10	4,5	$22^\circ 30'$	2	IV	Один палец	16	∞^*
ВАЗ-2101	47	16	10	4	$22^\circ 30'$	2	I	То же	16	39
«Москвич» моделей: 2136 2138 2137 2140	36,8	16	10	4,004	$22^\circ 30'$	2	I	»	15,86	39
	55,2									
	55,2	16	10	4,004	$22^\circ 30'$	2	I	»	15,876	39
ИЖ-2125 «Москвич-412ИЭ»	55,2	16	10	4,004	$22^\circ 30'$	2	I	»	15,876	39
ГАЗ-24 ГАЗ-14 ГАЗ-3102	69,9 161,8 77,3	16	10	5	$22^\circ 30'$	2	I	»	20	48,5
ЗИЛ-114	220,6	15	10	5,567	20°	2	IV	»	—	—
<i>Грузовые автомобили</i>										
УАЗ-451М; УАЗ-452	55,2	16	10	5	$22^\circ 30'$	4	I	Раздельные пальцы	20	46,22
ГАЗ-53А	84,6	20	11	5,75	$22^\circ 30'$	4	II	Крестовина	25	68,5
ЗИЛ-130 ЗИЛ-131	110,3	22	11	6,35	$22^\circ 30'$	4	III	»	28	—

Автомобили, тракторы	Номинальная мощность двигателя, кВт	Число зубьев		Модуль $m_{гс}$	Угол зацепления α	Число сателлитов	Номер группы	Тип водила	Диаметр шина водила, мм	Радиус трущейся сферической поверхности сателлита, мм
		$z_{п}$	$z_{с}$							
ЗИЛ 157КД	80,9	20	11	5	22°30'	4	II	Крестовина	—	—
КАЗ-4540	118	22	11	6,35	22°30'	4	III	»	28	80,4
МАЗ-5335	132,4	18	11	6	22°30'	4	III	»	25	66,5
МАЗ-6422	235,4	16	11	7	22°30'	4	II	»	32	71,5
МАЗ-7310	386,1	22	11	6	20°	4	III	»	25	77,5
МоАЗ-6401-9585	139,7	22	11	8	20°	4	III	»	37	102
КамАЗ-5320	154,4	22	11	6,35	22°30'	4	III	»	—	—
«Урал-4320»	154,4	22	11	6,35	22°30'	4	III	»	—	—
КрАЗ-260	220,6	22	11	8	20°	4	III	»	—	—
БелАЗ-540А	264,8	22	11	10,55	20°	4	III	»	38	115

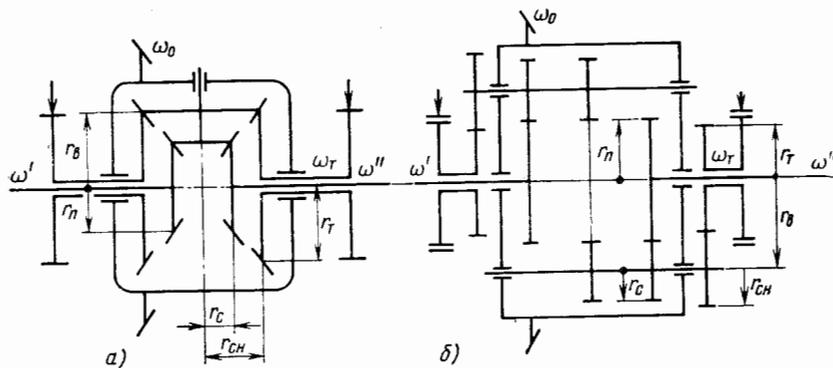
Тракторы

Т-16М	14,7	27	18	4	17°30'	2	IV	Один палец	28	69
Т-25А	18,4									

Автомобили, тракторы	Номинальная мощность двигателя, кВт	Число зубьев		Модуль $m_{гс}$	Угол зацепления α	Число сателлитов	Номер группы	Тип водила	Диаметр шина водила, мм	Радиус трущейся сферической поверхности сателлита, мм
		$z_{п}$	$z_{с}$							
Г-28Х4М	44,1	24	12	6	20°	3	—	Сборное водило из трех пальцев	28	8*
1ТЗ-80	55,2	22	12	5	20°	4	IV	Крестовина	25	8*
1ТЗ-82** 1ТЗ-142**	55,2 110,3	16	10	4,5	20°	4	I	Раздельные пальцы	16	43,6
ТЗ-142	110,3									
150К	121,3	26	14	5,5	45°	4	IV	Раздельные пальцы	—	—

* Поверхность плоская.
** Дифференциал переднего моста.

На рис. 17 показаны кинематические схемы двойных дифференциалов. Двойной дифференциал состоит из наружного и внутреннего дифференциалов. Зубчатые колеса наружного дифференциала рез полые валы соединены с тормозными барабанами. Сателлиты наружного и внутреннего дифференциалов с помощью общей и жестко соединены между собой. Полуоси через зубчатые колеса сателлиты связаны между собой как в симметричном дифференциале. Соответственно идентичны их кинематические и силовые зависимости. Поворот машины осуществляется торможением одного из барабанов. Рассмотрим кинематические характеристики двойного дифференциала. При прямолинейном движении все элементы двой-



$= \omega_c x$, то

$$\omega_c = \omega_0 r_B / x.$$

Из условия равенства линейных скоростей точек зацепления полуосевого зубчатого колеса и внутреннего сателлита при относительном вращении можно записать, что $\omega_{отн} r_П = \omega_c r_c$. Отсюда

$$\omega_{отн} = \omega_c r_c / r_П = \omega_0 r_B r_c / (x r_П),$$

где $\omega_{отн}$ — угловая скорость полуоси относительно корпуса дифференциала.

Абсолютные скорости полуосей

$$\omega' = \omega_0 + \omega_{отн} = \omega_0 \left(1 + \frac{r_B r_c}{x r_П} \right);$$

$$\omega'' = \omega_0 - \omega_{отн} = \omega_0 \left(1 - \frac{r_B r_c}{x r_П} \right).$$

При остановленном тормозном зубчатом колесе, когда поворот машины происходит с минимальным радиусом R_{min} , имеем $x = r_{сн}$.

Тогда

$$\omega'_{max} = \omega_0 \left(1 + \frac{r_B r_c}{r_{сн} r_П} \right) = \omega_0 (1 + u_d^{-1});$$

$$\omega''_{min} = \omega_0 \left(1 - \frac{r_B r_c}{r_{сн} r_П} \right) = \omega_0 (1 - u_d^{-1}),$$

где u_d — передаточное число двойного дифференциала;

$$u_d = r_{сн} r_П / (r_B r_c).$$

Почленное деление приведенных уравнений позволяет получить отношение между угловыми скоростями полуосей при полной остановке тормозного зубчатого колеса, соответствующего минимальному радиусу поворота R_{min} :

$$\omega'_{max} / \omega''_{min} = (1 + u_d^{-1}) / (1 - u_d^{-1}).$$

С другой стороны, из плана скоростей поворота машины следует, то

$$\omega'_{max} / \omega''_{min} = (R_{min} + 0,5B) / (R_{min} - 0,5B).$$

После совместного решения этих уравнений имеем $R_{min} = 0,5B u_d$, где B — колея машины.

При изменении радиуса поворота машины от бесконечности (прямолинейное движение) до R_{min} угловая скорость тормозного зубчатого колеса ω_T изменяется от ω_0 до нуля, а угловая скорость вращающейся полуоси — от ω_0 до ω''_{min} .

Из рис. 18 имеем

$$\omega_T r_T / (\omega_0 r_B) = (x - r_{сн}) / x,$$

откуда

$$\omega_T = \omega_0 [(x - r_{сн}) / x] (r_B / r_T).$$

Рис. 17. Кинематические схемы двойных дифференциалов: а — конического; б — цилиндрического

ного дифференциала относительно главной оси вращения имеют одинаковую угловую скорость ω_0 . При повороте машины угловая скорость ω' наружного вала (полуоси) возрастает, а угловая скорость ω'' внутреннего вала уменьшается.

Для определения кинематических соотношений построим планы скоростей наружного сателлита (рис. 18, а) как для конического так и для цилиндрического (рис. 18, б) дифференциалов. Линейная скорость центра наружного сателлита при вращении его относительно главной оси дифференциала равна $\omega_0 r_B$. Линейная скорость точки зацепления сателлита с тормозным зубчатым колесом с угловой скоростью ω_T при расположении со стороны центра поворота машины составляет $\omega_T r_T$ (для конического дифференциала $r_T = r_B$). Указанные векторы определяют план скоростей наружного сателлита в плоскости его вращения и его мгновенный центр вращения O .

Обозначив угловую скорость сателлита через ω_c , можно записать линейную скорость центра сателлита как $\omega_c x$. Так как $\omega_0 r_B = \omega_c x$,

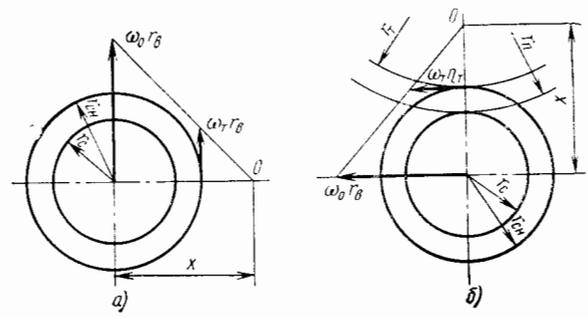


Рис. 18. Планы скоростей наружных сателлитов дифференциалов: а — конического; б — цилиндрического

Для конического дифференциала последняя дробь сокращается, так как $r_b = r_t$.

Из этого выражения следует, что ω_t положительна, когда $x > r_{сн}$ (режим поворота при неполностью заторможенном отстающем тормозном зубчатом колесе); ω_t равна нулю, когда $x = r_{сн}$ (режим поворота при остановленном тормозном зубчатом колесе); ω_t может иметь отрицательное значение, когда x находится в пределах между $r_{сн}$ и r_c , причем наибольшее отрицательное значение ω_t отмечается при остановленной внутренней полуоси. Такой случай возможен, если внешними силами осуществить крутой поворот машины, при котором внутренняя полуось остановится.

Свойство двойного дифференциала обеспечивать отрицательную угловую скорость тормозного зубчатого колеса иногда используется для создания механизма, называемого дифференциалом с ограниченным передаточным числом. Рассмотрим динамику двойного дифференциала. При повороте машины, когда на одно тормозное зубчатое колесо действует тормозной момент M_t , баланс моментов относительно оси вращения дифференциала

$$M_0 = M' + M'' + M_t.$$

Составим уравнение равновесия двойного сателлита относительно оси его вращения (оси пальца крестовины):

$$(M'/r_{п})r_c = (M''/r_{п})r_c + (M_t/r_b)r_{сн},$$

где $M'/r_{п}$ и $M''/r_{п}$ — окружные силы в зацеплении сателлита внутреннего дифференциала соответственно с забегающим и отстающим полуосевыми колесами; $M_t/r_{сн}$ — окружная сила в зацеплении сателлита наружного дифференциала при действии тормозного момента M_t .

После преобразования данного уравнения имеем

$$M' - M'' = M_t r_{сн} r_{п} / (r_b r_c) = M_t u_d.$$

Из этого уравнения следует, что разность моментов на полуосях, необходимая для поворота машины (гусеничной или колесной с механизмом поворота) зависит от тормозного момента и передаточного числа дифференциала.

Дифференциалы с блокирующим устройством

Недостаток дифференциальных механизмов состоит в том, что при движении по бездорожью снижаются тяговые свойства машины, следовательно, их проходимость. С точки зрения тяговых свойств наилучшие результаты имеет блокированный привод. Поэтому во многих случаях наряду с дифференциальной связью предусматривают и блокированную связь. Блокировка дифференциала осуществляется путем введения жесткой связи между двумя основными звеньями механизма (обычно между корпусом дифференциала одним из выходных валов). Осуществляется это с помощью блокирующих муфт различной конструкции. Привод к этим муфтам

обычно механический или пневмогидравлический. Управление приводом осуществляется с поста управления водителя.

Межколесные дифференциалы автомобилей, как правило, выполняют без блокирующих устройств. В тракторах, наоборот, обычно их выполняют с блокирующими устройствами. Последнее связано с тем, что при выполнении полевых работ во многих случаях сцепные условия двух колес моста неодинаковы, поэтому коэффициенты буксования двух колес различны, что снижает тяговый КПД трактора. Во избежание этого и предусмотрена блокировка межколесных дифференциалов.

В настоящее время блокирующие устройства применяют и в некоторых автомобилях. Так, на автомобиле КАЗ-4540 с колесной формулой 4×4, предназначенном для сельского хозяйства, предусмотрена блокировка межколесного дифференциала заднего моста. Блокировка осуществляется жестким соединением двух полуосей с помощью шлицевой втулки с торцовыми зубьями, расположенной внутри крестовины.

На грузовом трехосном автомобиле КраЗ-260В с колесной формулой 6×6 предусмотрена блокировка межколесных дифференциалов двух задних мостов. Подобные решения отмечаются и в зарубежных конструкциях.

Блокирующие устройства применяются в межосевых и межтележных дифференциалах всех типов автомобилей и тракторов.

Делается немало попыток автоматизировать процесс блокировки и разблокировки межколесных дифференциалов в тракторной технике. Так как блокированный привод улучшает тяговые свойства, но ухудшает маневренность трактора, а повороты обязательны в конце гона при выполнении любой полевой работы, то возникает необходимость при каждом повороте выключать блокировку и при выходе из поворота включать ее вновь. Выполнять эти операции вручную обременительно. На некоторых моделях тракторов «Беларусь» в рулевом приводе встроена гидросистема, которая при повороте управляемых колес на заданный угол автоматически разблокирует дифференциал заднего моста и при выходе из поворота блокирует его. В качестве блокирующего устройства непосредственно у дифференциала используется дисковая муфта с гидрприводом. В других случаях разблокировку связывают с подъемом навесного орудия в конце гона при повороте.

Автоматическая блокировка дифференциалов используется и на автомобилях. Разработана и применена для межосевого дифференциала двухмостовой тележки многоприводного автомобиля автоматическая система блокировки с электронным управлением. Электромагнитные датчики, подающие сигналы в электронный модуль управления, контролируют разность угловых скоростей валов привода переднего и заднего мостов тележки. Эта разность обусловлена пробуксовкой колес одного из мостов; если она превосходит заданную величину, то электронное управляющее устройство автоматически блокирует дифференциал. В заблокированном состоянии механизм находится некоторый отрезок времени,

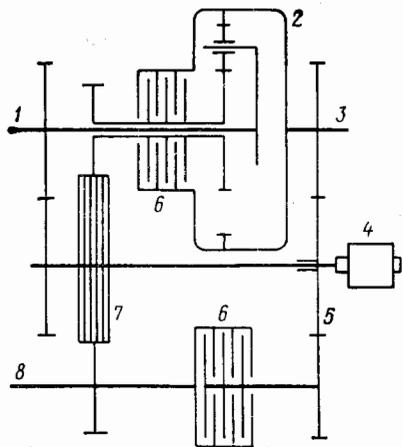


Рис. 19. Схема дифференциально-межосевого привода с ограниченным передаточным числом

От входного вала 1 мощность передается на водило несимметричного дифференциала 2, а затем через эпициклическое зубчатое колесо — на выходной вал 3 привода заднего моста и через солнечное зубчатое колесо и цепную передачу 7 — на выходной вал 8 привода переднего моста. При одинаковых радиусах качения колес передаточные числа мостов неодинаковы для переднего и заднего мостов (соответственно 3,07 и 3,00). Передаточное число к переднему мосту определяется передаточными числами (в редукторе переднего моста и в цепной передаче раздаточной коробки) соответственно 2,93 и 1,05.

При прямолинейном движении машины частота вращения заднего вала 3 отстает от частоты вращения входного вала 1 на 2,7%. Солнечное зубчатое колесо, наоборот, имеет частоту вращения большую, чем частота вращения входного вала. Передаточное число зубчатой передачи 5 подобрано таким образом, что частота вращения вала нижней шестерни больше частоты вращения выходного вала 8. Между валом солнечного зубчатого колеса и эпициклическим колесом установлена дисковая блокирующая муфта 6. Аналогичная муфта расположена между валами привода переднего моста и нижнего колеса зубчатой передачи 5.

При буксовании колес заднего моста частота вращения вала 3 возрастает, а частота вращения солнечного зубчатого колеса уменьшается, приближаясь к частоте вращения водила. Их частоты вращения выравниваются, когда частота вращения вала 3 увеличится на 2,7% относительно частоты вращения входного вала. В этот момент муфта 6 блокируется, дифференциал оказывается заблокированным, и дальнейшее относительное увеличение частоты вращения заднего вала 3 становится невозможным. При буксо-

вании колес переднего моста возрастает частота вращения переднего вала 8. Когда его частота вращения увеличится на 17% относительно частоты вращения входного вала 1, произойдет выравнивание частот вала 8 и вала нижнего зубчатого колеса. В этот момент нижняя муфта 6 блокируется. Дальнейшее возрастание частоты вращения вала 8 невозможно. В любом случае межосевой привод заблокирован.

К дифференциально-блокированным приводам можно отнести и межосевой привод с автоматической блокировкой посредством дисковых муфт, схема которого приведена на рис. 19. При движении по усовершенствованным дорогам межосевой привод является дифференциальным.

При движении по бездорожью и появлении разного буксования колес двух мостов дисковые муфты автоматически блокируются и межосевой привод становится заблокированным.

При равных коэффициентах буксования колес межосевой привод обладает свойствами обычного дифференциального привода. Передний вал 8 в эксплуатационных условиях может иметь большую относительную частоту вращения из-за значительной разницы проходимых путей передними и задними колесами на повороте, что обеспечит дифференциальный эффект при разности частот вращения валов не более 17%. Свойство привода блокировать систему при некоторой разности частот вращения передних и задних колес используется в тормозной системе. Если при торможении колеса одного моста начинают вращаться медленнее, то межосевой привод блокируется. Поэтому в машинах с таким приводом используется преобразователь 4 антиблокировочного устройства.

К блокирующим устройствам можно отнести и механизм, в котором специальный вал, расположенный позади ведущих колес, с помощью опор крепится к раме. На концах вала напрессованы ролики, на которых имеется насечка в виде шлицев. На скользких дорогах необходимо с помощью приводного устройства плотно прижать ролики к протектору колес. Затем вал начинает вращаться, блокируя работу дифференциала. При этом суммарная сила тяги увеличивается на 20—25%.

Некоторые трехосные автомобили с одним ведущим мостом — типа 6×2, работающие в составе автопоездов большой грузоподъемности, оборудованы вспомогательными роликами с гидроприводом, укрепленными на раме между колесами задних мостов. При включении гидропривода ролики опускаются между ведущими и опорными колесами задней тележки, передавая часть крутящего момента на колеса опорного моста.

Межколесный дифференциальный привод

На рис. 20 и 21 показаны типичные конструкции межколесных четырехсателлитных дифференциалов.

Представленные две конструкции различаются тем, что в первой опоре сателлитов выполнены сферическими, а оси сателлитов представляют собой крестовину. Во втором случае опоры сателлитов выполнены плоскими, а оси сателлитов — в виде двух отдельных пальцев. Последние встречаются обычно в тракторах. В легковых автомобилях межколесные дифференциалы, как правило, выполняют двухсателлитными.

В большинстве случаев в автомобилях и тракторах применяют межколесные конические дифференциалы. Однако используют и

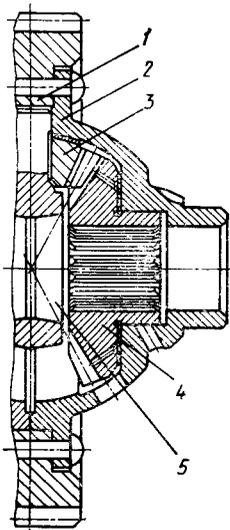


Рис. 20. Конический дифференциал со сферическими опорами сателлитов: 1 — зубчатое колесо главной передачи; 2 — корпус; 3 — сателлит; 4 — полуосевое зубчатое колесо; 5 — крестовина (палец)

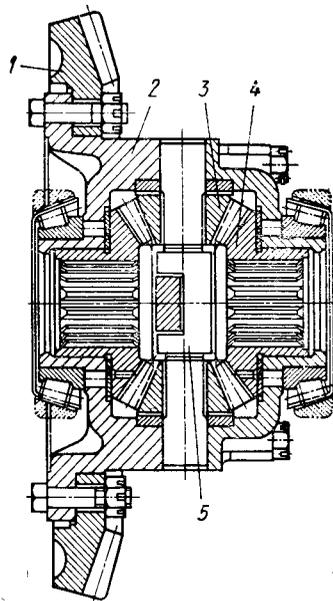


Рис. 21. Конический дифференциал с плоскими опорами сателлитов: позиции те же, что и на рис. 20.

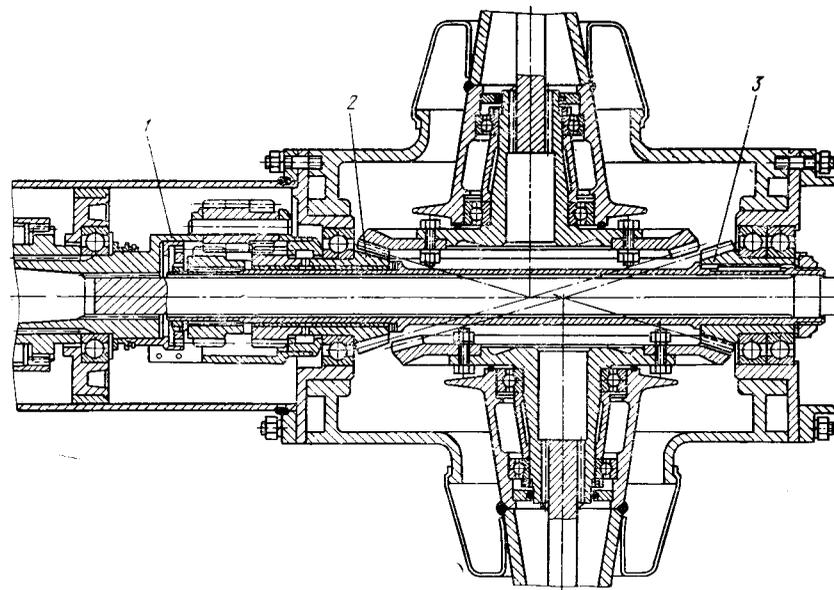


Рис. 22. Главная передача с межколесным цилиндрическим дифференциалом автомобиля «Татра»

цилиндрические дифференциалы. На рис. 22 показана конструкция межколесного цилиндрического дифференциала грузового автомобиля «Татра». Дифференциал вынесен из межполуосевого пространства вперед и повернут относительно главной оси моста на 90° . Крутящий момент от входного вала передается на корпус дифференциала 1, а затем через сателлиты на два цилиндрических зубчатых колеса привода двух полуосей. Правое колесо непосредственно связано с полуосевым коническим зубчатым колесом 2 одной полуоси. Левое, через длинный полый вал, соединено с зубчатым полуосевым колесом 3 другой полуоси. Для обеспечения независимого зацепления двух конических пар полуоси с полуосевыми зубчатыми колесами смещены одна относительно другой в продольном направлении на длину зуба.

Такая схема дифференциального привода к полуосям позволила решить ряд дополнительных задач, в частности выполнить ведущий мост проходным. Это позволило последовательным соединением мостов создать семейство многоприводных машин с разным числом унифицированных мостов, а также применить независимую подвеску каждого колеса.

Колесо вместе с полуосью может совершать угловые перемещения (покачивания) относительно центральной продольной оси машины, при этом полуосевое зубчатое колесо обкатывается относи-

тельно своего парного колеса. Несмотря на указанные преимущества, эта конструктивная схема не получила широкого распространения из-за следующих недостатков: картеры мостов, которые при последовательном соединении образуют секционную трубчатую раму с единой продольной осью, необходимо изготовлять с высокой точностью; трудно создать надежные уплотнения кожухов полуосей и т. п.

На рис. 23 и 24 представлены конструкция и кинематическая схема дифференциального межколесного привода оригинального решения. Привод состоит из двух планетарных рядов. Крутящий момент M_0 от ведомого червячного колеса 1 редуктора моста передается на эпициклическое колесо левого ряда. Оси сателлитов и водило этого ряда связаны с левой полуосью, которая воспринимает момент M' . Солнечные зубчатые колеса обоих рядов связаны общим валом, через который передается крутящий момент $M_{\text{сол}}$.

Оси сателлитов правого ряда неподвижны и прикреплены к корпусу редуктора. Крутящий момент на правую полуось M'' передается от эпициклического зубчатого колеса 3 правого ряда.

Используя выражения для моментов на выходных валах несимметричного дифференциала и схему, запишем уравнение динамики привода для левого ряда:

$$M' = M_0 (z_1' + z_2') / z_2';$$

$$M_{\text{сол}} = M' [z_1' / (z_1' + z_2')] = M_0 z_1' / z_2';$$

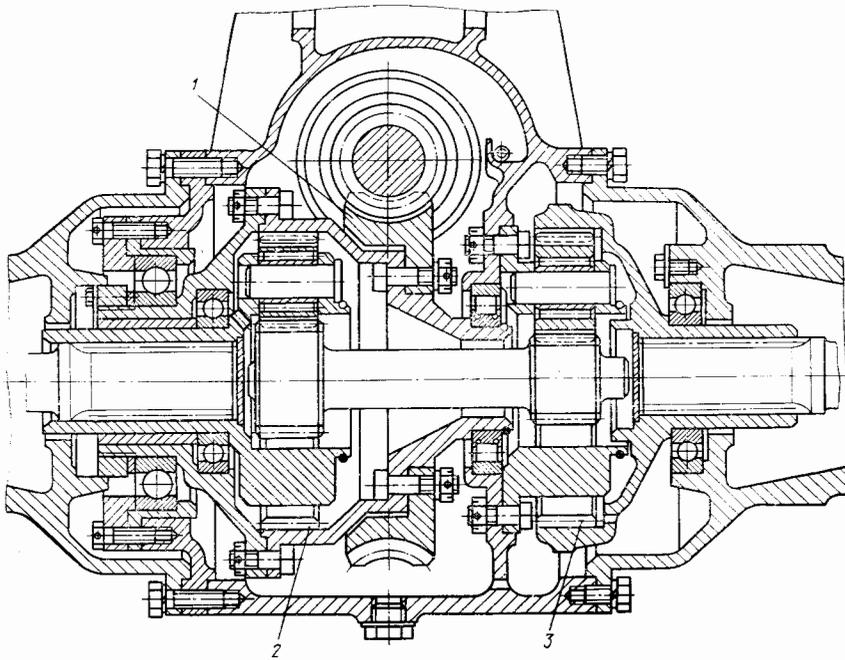


Рис. 23. Межколесный дифференциальный привод с двумя планетарными рядами

для правого ряда.

$$M'' = M_{\text{сол}} z_2'' / z_1'' = M_0 z_2'' z_1' / (z_1'' z_2')$$

Основным условием динамики межколесного дифференциального привода является равенство крутящих моментов на полуосях, т. е. их отношение должно быть равно единице (внутренним трением пренебрегаем). Тогда

$$M'' / M' = 1 = z_2'' z_1' / [(z_1' + z_2') z_1'']$$

Указанное основное условие соблюдается, если

$$z_1' / (z_1' + z_2') = z_1'' / z_2''$$

Этому условию удовлетворяют, например, следующие значения чисел зубьев:

$$z_1' = 16; z_1'' = 12; z_2' = z_2'' = 48.$$

При этом число сателлитов в каждом ряду должно быть 4, а число зубьев сателлитов — 16 для левого и 18 для правого рядов.

Выясним, каково отношение суммы моментов на полуосях к подводимому моменту:

$$(M' + M'') / M_0 = (z_1' + z_2') / z_2' + z_2'' z_1' / (z_1'' z_2') = u_p,$$

где $u_p > 1$.

Следовательно, рассмотренный редуктор не только обеспечивает необходимый дифференциальный привод к колесам, но и служит понижающим редуктором с передаточным числом u_p . Для приведенных чисел зубьев $u_p \approx 2,7$.

Рассмотрим кинематику этого редуктора. Используя соотношение между угловыми скоростями звеньев несимметричного дифференциала, можно записать

$$\omega' = (\omega_{\text{сол}} + u' \omega_0) / (1 + u');$$

$$\omega'' = -\omega_{\text{сол}} (z_1'' / z_2''),$$

где $u' = z_1' / z_2'$.

Отсюда $\omega_{\text{сол}} = -\omega'' (z_2'' / z_1'') = -\omega'' u''$.

Решая первое выражение относительно ω_0 и подставляя значение $\omega_{\text{сол}}$, получаем

$$\omega_0 = [\omega' (1 + u') - \omega_{\text{сол}}] / u' = [\omega' (1 + u') + \omega'' u''] / u'.$$

При прямолинейном движении машины $\omega'' = \omega' = \omega_d$. Тогда

$$\omega_0 = \omega_d [(1 + u') + u''] / u' = \omega_d u_p.$$

Для рассматриваемых чисел зубьев $\omega_0 \approx 2,7 \omega_d$.

Межосевой дифференциальный привод

Основное правило при выборе схемы дифференциала заключается в следующем. Если нормальная нагрузка ведущих мостов (кочес), приводимых в движение одним выходным валом дифференциала, равна нормальной нагрузке ведущих мостов (колес), приводимых в движение другим выходным валом, то применяют симметричные дифференциалы. Если эти нагрузки не равны, то используют несимметричные дифференциалы. Передаточное число несимметричного дифференциала примерно равно отношению указанных нормальных нагрузок. Ниже приведены типичные и наиболее оригинальные конструкции и конструктивные схемы межосевых дифференциальных приводов.

На рис. 25 показана главная передача промежуточного моста с встроенным трехвальным редуктором, содержащим межосевой симметричный конический дифференциал. Мощность от входного ведущего вала 1 с помощью шлицев передается на крестовину 2 (водило), сателлиты 3 и зубчатые конические колеса дифференциала. Далее через две пары цилиндрических зубчатых колес мощность передается на верхний вал 4 редуктора привода промежуточного моста и нижний вал 5 привода заднего моста.

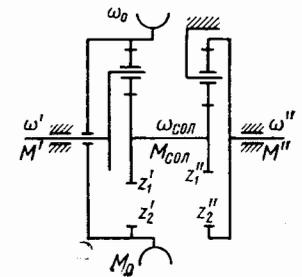


Рис. 24. Кинематическая схема дифференциального привода с двумя планетарными рядами

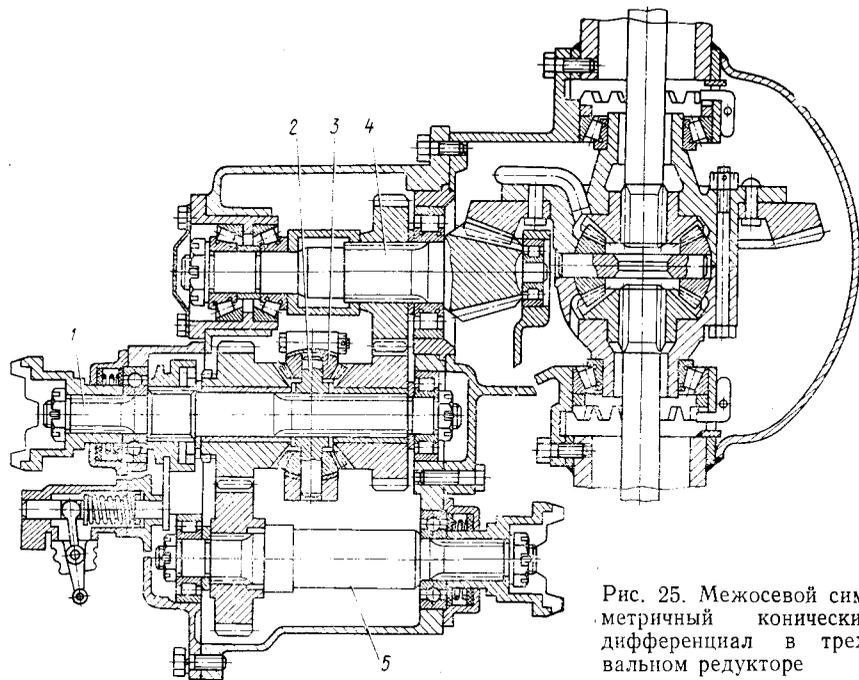


Рис. 25. Межосевой симметричный конический дифференциал в трехвальном редукторе

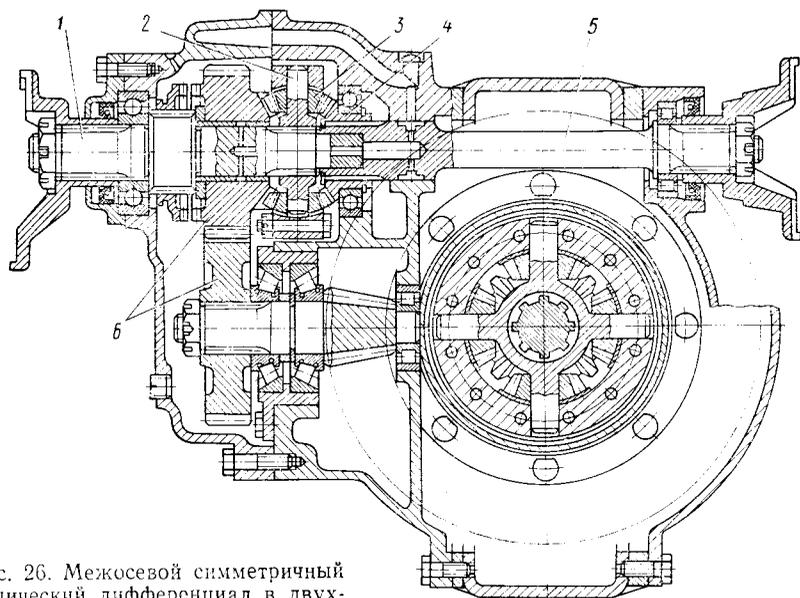


Рис. 26. Межосевой симметричный конический дифференциал в двухвальном редукторе:

1 — ведущий вал; 2 — крестовина межосевого дифференциала; 3 — сателлит; 4 — полуосевое зубчатое колесо; 5 — вал привода заднего моста; 6 — зубчатая передача привода промежуточного моста

На рис. 26 показана главная передача с встроенным межосевым коническим дифференциалом. Мощность от ведущего вала 1 с помощью шлицев передается на крестовину 2, сателлиты 3 и зубчатые колеса дифференциала. Правое (по рисунку) зубчатое коническое колесо 4 через промежуточный вал 5 передает мощность на задний мост. Левое коническое колесо через цилиндрическую пару 6 зубчатых колес передает мощность на промежуточный мост. По аналогичной схеме разработан межосевой привод задней ведущей тележки трехосного автомобиля МАЗ-6422.

На рис. 27 показана конструкция межосевого дифференциального привода задней ведущей тележки трехосного автомобиля ЗИЛ-133Г1. В принципиальной схеме привода в отличие от предыдущей конструкции цилиндрическое зубчатое колесо расположено между опорами (в предыдущей конструкции зубчатое колесо расположено консольно).

На рис. 28 показана конструкция дифференциального межосевого привода трехосного автомобиля КамАЗ-5320. Двойная главная передача состоит из конической и цилиндрической пар зубчатых колес. От входного вала мощность передается на корпус межосевого конического дифференциала 1 и далее через крестовину и сателлиты 2 на два зубчатых конических колеса. Правое зубчатое колесо 3 через ведущую коническую полушестерню 4 передает мощность на промежуточный мост. Левое зубчатое колесо 5 через промежуточный вал 6 передает мощность на задний мост. Аналогичная конструкция применяется и на автомобиле «Урал-5320».

На рис. 29 показана гипоидная главная передача с встроенным межосевым коническим дифференциалом. От входного вала через корпус 1 межосевого дифференциала, крестовину и сателлиты 2 мощность передается на два конических зубчатых колеса. Правое колесо 3 соединено с полую шестерню 4 привода моста; левое зубчатое колесо 5 с длинным промежуточным валом 6 привода заднего моста. Такая схема привода возможна при использовании гипоидной главной передачи.

Межосевой симметричный цилиндрический дифференциал (рис. 30) применяется в приводе промежуточного моста. Мощность от ведущего вала 1 через корпус 1 (водило) и сателлиты 2 передается на два зубчатых цилиндрических колеса дифференциала. Правое зубчатое колесо 3, насаженное на полулю ведущую шестерню 4 главной передачи, передает мощность на промежуточный мост. Левое зубчатое колесо 5, насаженное на длинный промежуточный вал 6, передает мощность на задний мост. У межосевого несимметричного цилиндрического дифференциала раздаточной коробки автомобиля МАЗ-509А нагрузка заднего моста (при нагруженном автомобиле) примерно в 2 раза больше нормальной нагрузки переднего моста. Передаточное число дифференциала $u_d = 2$. Аналогичный дифференциал применен и в раздаточных коробках автомобилей 6×6 («Урал-4320», КамАЗ-4310 и КрАЗ-260В). В этих автомобилях раздаточная коробка установлена между передним управляемым и двумя задними неуправляемыми мостами. Так как

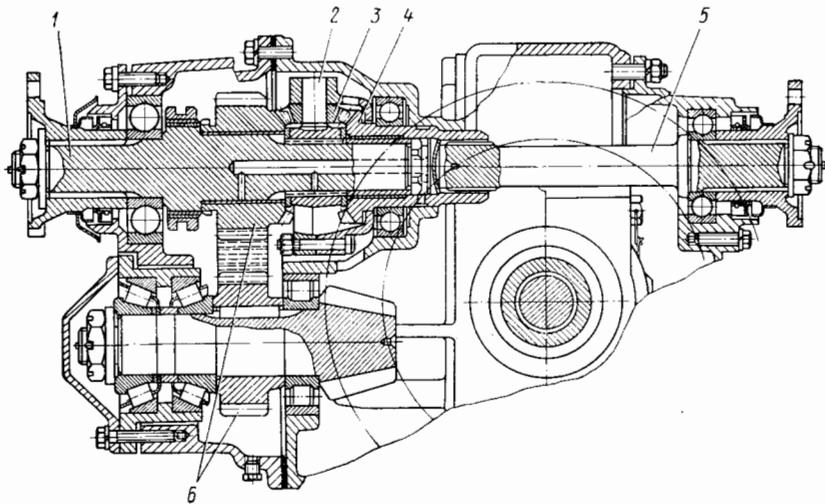


Рис. 27. Привод автомобиля ЗИЛ-133Г1

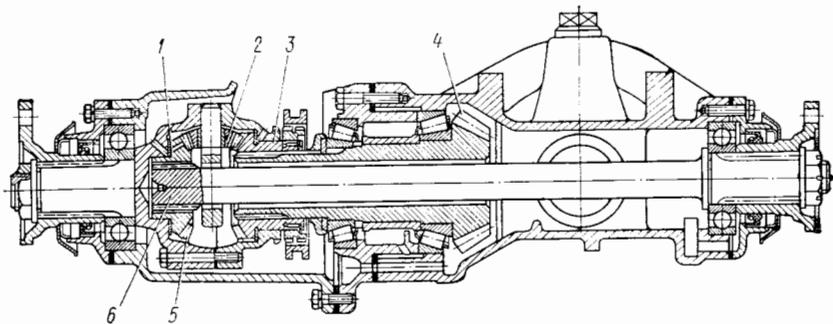


Рис. 28. Привод автомобиля КамАЗ-5320

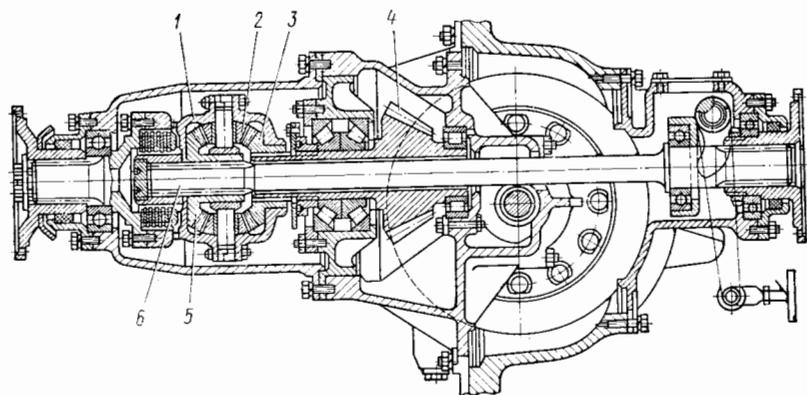


Рис. 29. Гипоидная главная передача с встроенным межосевым коническим дифференциалом

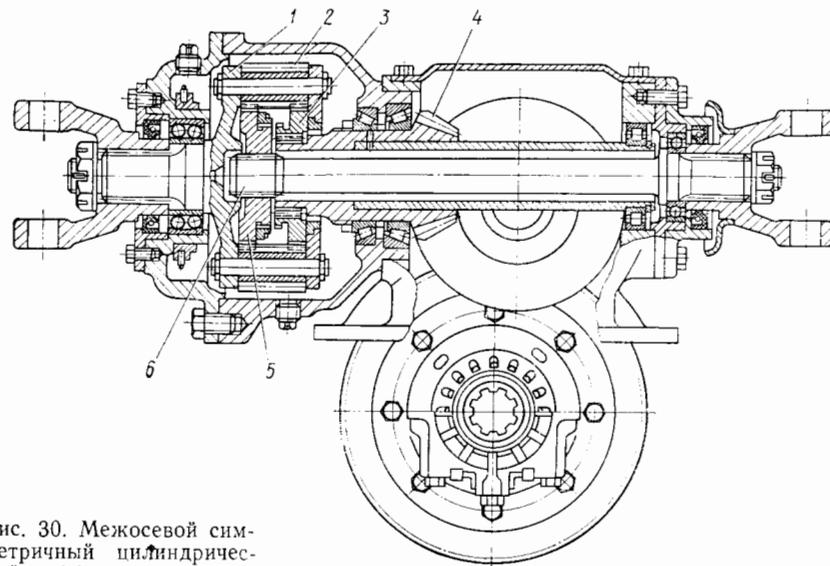


Рис. 30. Межосевой симметричный цилиндрический дифференциал

нормальная нагрузка мостов этих автомобилей примерно одинакова, то расчетный крутящий момент на валу привода задних мостов предусмотрен в 2 раза большим, чем на валу привода переднего моста. Поэтому передаточное число $u_d = 2$.

На автомобиле-самосвале КАЗ-4540 типа 4×4 сельскохозяйственного назначения с одинаковой нормальной нагрузкой двух мостов в раздаточной коробке применен межосевой конический симметричный дифференциал с блокирующим устройством.

Широкое распространение дифференциальные механизмы получили в многоприводных колесных тягачах типа 8×8, 10×10 и т. п. Конструктивное исполнение дифференциалов этих машин принципиально такое же, как и в рассмотренных выше примерах. Следует отметить, что конструктивное исполнение трансмиссий разнообразно.

В машинах типа 8×8 применяют две принципиально отличные схемы привода. В одной из них передняя и задняя ведущие тележки представляют собой относительно автономные системы, связанные между собой межтележечным симметричным коническим дифференциалом в раздаточной коробке. Управляемыми являются колеса ведущих мостов передней тележки. В другой схеме автономными системами являются колеса правого и левого бортов, которые связаны между собой межбортовым симметричным дифференциалом. Управляемыми являются колеса первой и четвертой осей; колеса второй и третьей осей неуправляемые.

С точки зрения кинематической схемы многоприводной колесной машины во всех узлах связи межосевого и межколесного приводов тракторов и автомобилей следует применять дифференциаль-

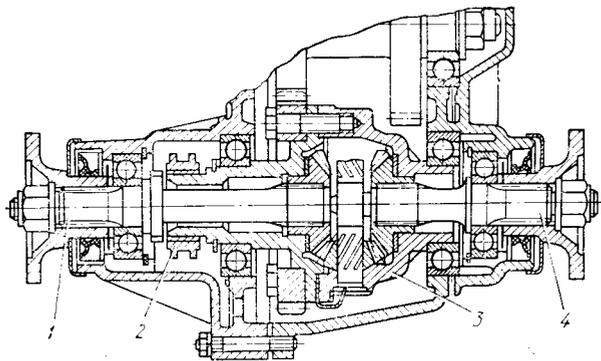


Рис. 31. Межосевой привод легкового автомобиля «Нива»:

1 и 4 — валы привода ведущих мостов соответственно переднего и заднего; 2 — муфта блокировки дифференциала; 3 — межосевой дифференциал

ные механизмы. Однако в межосевом приводе во многих случаях, особенно в машинах массового производства, дифференциалы не устанавливают. В этих машинах используют систему связи, при которой в случае их движения по дорогам часть ведущих мостов отключают, а при движении по бездорожью — включают.

Эксплуатационные преимущества автомобилей с межосевым дифференциальным приводом начинают принимать во внимание и для легковых автомобилей. Примером этому является использование межосевого привода легкового автомобиля «Нива» (рис. 31). Применение межосевого дифференциального привода в легковых автомобилях отмечается и за рубежом. Так, например, легковой автомобиль фирмы «Ауди» [13], созданный на базе переднеприводного легкового автомобиля, выпускается с межосевым дифференциалом.

На рис. 32 показаны конструкция и кинематическая схема совмещенной компоновки главной передачи переднего ведущего моста с межосевым цилиндрическим дифференциалом легкового автомобиля с поперечным передним расположением двигателя и коробки передач. Зубчатое колесо 1, связанное с коробкой передач, через эпициклическое колесо 2, сателлиты 3, водило межосевого дифференциала, зубчатое колесо главной передачи 4 и карданный вал передает часть мощности на задний мост, а другую часть — через сателлиты 3 и межколесный конический дифференциал 5 — на передний мост. Предусмотрена блокировка дифференциала шлицевой муфтой 6. Определим крутящий момент при таком приводе.

Момент на корпусе межколесного дифференциала переднего моста

$$M_1 = M_0 (r_1/r_2).$$

Момент M'_2 на ведомом коническом зубчатом колесе главной передачи

$$M'_2 = (2M_0/r_2)r_b = M_0(r_1+r_2)/r_2.$$

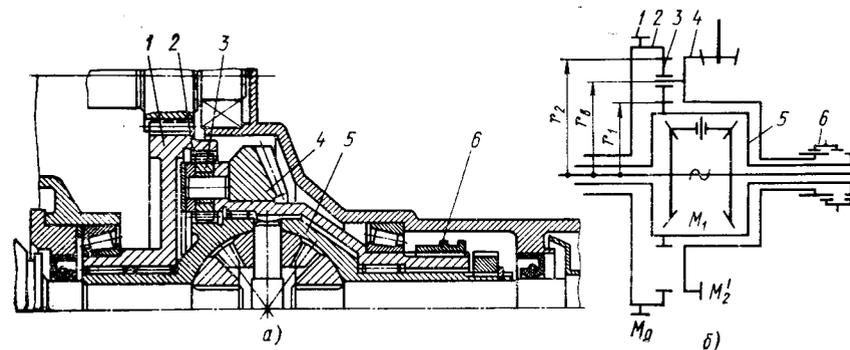


Рис. 32. Межосевой цилиндрический дифференциал, совмещенный с межколесным коническим дифференциалом:

а — конструкция; б — кинематическая схема

Для получения равенства моментов на корпусах дифференциалов M_1 переднего и M_2 заднего мостов необходимо выполнить условие

$$\frac{M_2}{M_1} = 1 = \frac{M'_2 u_{02}/u_{01}}{M_0 r_1/r_2} = \frac{M_0 (r_1+r_2) u_{02}/(u_{01} r_2)}{M_0 r_1/r_2} = \frac{r_1+r_2}{r_1} \frac{u_{02}}{u_{01}},$$

откуда

$$u_{01}/u_{02} = (r_1+r_2)/r_1 = (z_1+z_2)/z_1,$$

т. е. равенство моментов на двух мостах обеспечивается, если отношение передаточных чисел конических пар u_{01} переднего моста и u_{02} заднего моста равно указанному отношению чисел зубьев межосевого дифференциала. Как и в ранее рассмотренных случаях, в данной конструкции предусмотрена блокировка межосевого дифференциала. Для этой цели, передвигая зубчатую муфту 6 в ту или другую сторону, можно заблокировать или разблокировать межосевой дифференциал.

ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ ПОВЫШЕННОГО ТРЕНИЯ

Блокирующие свойства дифференциалов

Первым шагом в разработке привода к ведущим колесам, которому присущи положительные свойства дифференциального и заблокированного привода и в котором отсутствуют их недостатки, было применение в машине одновременно обеих схем с использованием той или иной схемы в зависимости от дорожных условий. Такие схемы называют дифференциально-блокированными. Однако такие приводы имеют недостатки. При ручном управлении

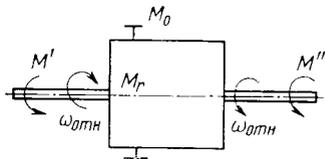


Рис. 33. Расчетная схема редуктора дифференциала

колес с лучшим сцеплением с дорогой при неизменном уменьшении силы тяги колес, оказавшихся в худших условиях сцепления.

Обычно в таких механизмах используют повышенное внутреннее трение. Подробное изучение этих механизмов показало, что, несмотря на различие конструктивных схем, можно создать обобщенный единый метод их исследования и расчета. В результате сформулированы общие закономерности в работе дифференциалов повышенного трения и разработаны структурно однотипные аналитические зависимости. Установлен основной критерий оценки таких механизмов — коэффициент блокировки K_d [14].

Рассмотрим принцип работы дифференциалов повышенного трения. Положим, что существует некоторый редуктор (рис. 33) с неподвижным корпусом, состоящим из ряда зубчатых зацеплений. Передаточное число редуктора минус единица, т. е. угловые скорости валов $\omega_{отн}$ одинаковы по абсолютной величине и противоположны по знаку. На одном валу редуктора (выходном) установлено тормозное устройство с моментом M' . На другом валу (входном) приложен крутящий момент M'' . Учитывая потери на трение в редукторе, можно записать, что $M' = M'' \eta_d$. Из этого условия следует, что моменты неодинаковы и что $M'' > M'$. Эту разницу моментов можно увеличить, если уменьшить КПД дифференциала η_d .

Следует отметить, что признаком ведущего вала является совпадение направлений крутящего момента и угловой скорости, а признаком ведомого вала — их противоположные направления.

Нетрудно убедиться, что ведущий вал может стать ведомым, а ведомый — ведущим. Такой редуктор по своим силовым свойствам является симметричным.

Если рассматриваемый редуктор вращать с угловой скоростью ω_0 , то силовые зависимости не изменятся, т. е. указанный редуктор может выполнять функции симметричного дифференциала. Если в машине одно колесо забуксует, то крутящий момент и относительная угловая скорость вала $\omega_{отн}$ (полуоси) противоположны по направлению, а на другом валу крутящий момент и относительная угловая скорость одного направления, причем $M'' > M'$. Таким образом, благодаря повышенному трению механизма на отстающем колесе, т. е. на колесе, находящемся в лучших условиях сцепления, создается повышенный тяговый момент при соответствующем уменьшении момента на другом, забегающем колесе.

приводом это связано с дополнительной нагрузкой водителя. Кроме того, при несвоевременном включении привода снижается его эффективность.

Необходимо было создать такие относительно несложные механизмы, которые, сохраняя дифференциальный эффект, обеспечили бы перераспределение сил тяги между ведущими осями и колесами: увеличение силы тяги

Не снизится ли КПД трансмиссии машины, если использовать дифференциалы с повышенным внутренним трением. Рассмотрим этот вопрос подробнее. Обозначим подводимую к корпусу дифференциала мощность через N_0 , а отводимые мощности на полуосях — через N' и N'' . Тогда КПД передачи

$$\eta_n = (N' + N'') / N_0.$$

Определим величины, входящие в это уравнение:

$$\begin{aligned} N' &= M' \omega' = M' (\omega_0 + \omega_{отн}); \\ N'' &= M'' \omega'' = M'' (\omega_0 - \omega_{отн}), \end{aligned}$$

где $\omega_{отн}$ — угловая скорость полуоси относительно корпуса дифференциала при повороте машины.

Нетрудно показать, что

$$\omega_{отн} = \omega_0 B / R,$$

где B — колея ведущего моста; R — расстояние от центра поворота до центра ведущего моста.

Мощность, подводимая к корпусу дифференциала,

$$N_0 = M_0 \omega_0 = (M' + M'') \omega_0 = M' (1 + 1/\eta_d) \omega_0.$$

Подставим выражения для N' , N'' и N_0 в исходное уравнение. После преобразований получим

$$\eta_n = 1 - \frac{B}{2R} \frac{1 - \eta_d}{1 + \eta_d}.$$

Таким образом, КПД передачи в отличие от КПД дифференциала величина переменная и зависит от кривизны траектории движения. Анализ этой зависимости показывает, что КПД передачи η_n достаточно высок даже при низких значениях КПД дифференциала η_d , т. е. потери мощности в дифференциале пренебрежимо малы. Объясняется это тем, что, несмотря на значительный момент трения в дифференциале, скорости относительных перемещений деталей малы. Очевидно, что низкие значения КПД η_d не могут служить препятствием для использования самоблокирующихся дифференциалов с повышенным трением. На рис. 34 приведена зависимость η_n от η_d для грузового автомобиля с колеей $B = 1,9$ м при его движении по кругу минимального радиуса $R = 7,5$ м, построенная расчетным путем по приведенной выше формуле.

Выясним влияние момента внутреннего трения на блокирующие свойства дифференциала. Баланс внешних моментов, действующих на дифференциал как на трехзвенный механизм,

$$M'' + M' = M_0; \quad M'' - M' = M_r,$$

где M_r — суммарный момент внутренних сил трения.

Последовательно складывая и вычитая эти уравнения, получаем

$$M'' = 0,5(M_0 + M_r); \quad M' = 0,5(M_0 - M_r).$$

Отношение моментов большего к меньшему называют коэффициентом

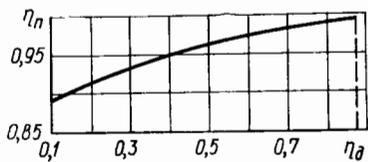


Рис. 34. Зависимость КПД передачи η_n от КПД дифференциала η_d

Исключая из этих уравнений M' , получаем

$$M_r = M_0(1 - \eta_d) / (1 + \eta_d).$$

Подставляя это выражение в уравнение для M' и M'' , получаем:

$$M' = M_0 \eta_d / (1 + \eta_d); \quad M'' = M_0 / (1 + \eta_d).$$

Оценка блокирующих свойств механизма с помощью коэффициента блокировки, представляющего собой отношение моментов на полуосях при срабатывании дифференциала, наиболее целесообразна. Она создает наглядность, упрощает расчеты, удобна при проведении экспериментальных исследований как в лабораторных, так и в дорожных условиях.

В некоторых случаях для оценки блокирующих свойств применяют другой показатель — удельный момент трения

$$K_r = (M'' - M') / M_0 = M_r / M_0.$$

Между двумя коэффициентами K_d и K_r существует связь:

$$K_r = (K_d - 1) / (K_d + 1),$$

или

$$K_d = (1 + K_r) / (1 - K_r).$$

В большинстве случаев удельный момент трения K_r с достаточной точностью можно представить в виде произведения коэффициента трения μ и геометрического показателя Π , отражающего особенности конструктивной схемы механизма ($K_r = \mu \Pi$):

$$K_d = (1 + \mu \Pi) / (1 - \mu \Pi).$$

Показатель Π также является оценочным параметром блокирующих свойств дифференциала.

Графическая зависимость K_d от Π и μ для дифференциалов приведена на рис. 35.

Зависимость моментов на полуосях дифференциала от радиуса поворота машины можно получить расчетным путем. Эту зависимость можно получить и по экспериментальным данным на специальной установке или при дорожных испытаниях. В последнем случае прямолинейным движением достигают равенства крутящих моментов на двух полуосях. Затем начинают поворот с постепенным

том блокировки:

$$K_d = (M'' / M') = (M_c + M_r) / (M_0 - M_r).$$

Моменты M' , M'' и M_r не только связаны между собой, но и каждый в отдельности зависит от тяговой нагрузки и КПД механизма:

$$M_r = M'(1 - \eta_d) / \eta_d; \quad M_0 = M'(1 + \eta_d) / \eta_d.$$

уменьшением радиуса поворота R , при этом скорость движения внутреннего колеса снижается, а скорость движения наружного колеса увеличивается. Характер изменения крутящих моментов на полуосях показан на рис. 36.

Точка 1 соответствует прямолинейному движению, когда моменты на полуосях одинаковые. При повороте машин момент M'' на внутренней полуоси возрастает, а момент M' на наружной полуоси уменьшается, причем $M_0 = M' + M''$, т. е. тяговая нагрузка дифференциала остается неизменной.

В этот период дифференциал выполняет функцию блокированного привода. Точки 2' и 2'' соответствуют предельным значениям M' и M'' в момент срабатывания дифференциала; отношение этих моментов равно коэффициенту $K_{дп}$ блокировки покоя. Рассмотренный процесс определяется статическим коэффициентом $\mu_{п}$ трения.

Так как коэффициент трения скольжения μ несколько меньше значения $\mu_{п}$, то после срабатывания дифференциала изменяются моменты M' и M'' (точки 3' и 3''). При дальнейшем уменьшении радиуса поворота сохраняется относительное вращение выходных валов; моменты M' и M'' не изменяются.

Реальные кривые имеют колебательный характер из-за нестабильного значения коэффициента трения μ . При изменении тяговой нагрузки, т. е. другом значении момента M_0 , точка 1 на оси ординат займет иное положение, и соответственно изменится положение точек 2' и 2'', 3' и 3''.

Одним из важнейших вопросов при разработке новой конструкции дифференциала повышенного трения является вопрос правильного выбора коэффициента блокировки K_d . Нетрудно убедиться, что чем больше K_d , тем рациональнее используется сцепной вес ведущего моста и выше проходимость машины. Однако это при-

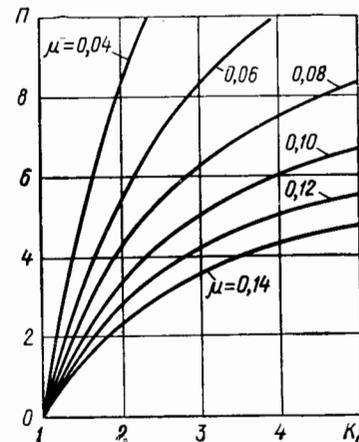


Рис. 35. Зависимость K_d от Π и μ

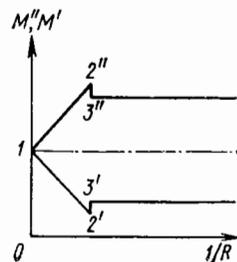


Рис. 36. Изменение крутящих моментов на полуосях межколесного самоблокирующегося дифференциала при повороте автомобиля

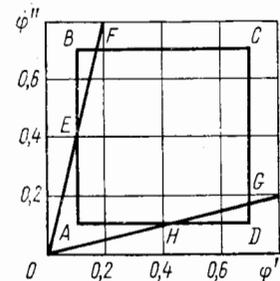


Рис. 37. Схема для определения вероятности использования сцепления колес с дорогой

ближает межколесный привод к заблокированному, что ухудшает поворачиваемость машины.

Рассмотрим данный вопрос подробнее.

Дорожное условие характеризуется сочетанием возможных коэффициентов сцепления левого φ' и правого φ'' колес ведущего моста с дорогой. Допустим, что коэффициент сцепления каждого колеса с дорогой может изменяться от 0,1 (лед) до 0,7 (сухой асфальт). В прямоугольной системе координат (рис. 37) область возможных дорожных условий ограничена прямыми $\varphi' = 0,7$; $\varphi'' = 0,1$ и $\varphi'' = 0,7$. При $K_d = 7$ касательное усилие реализуется при всех возможных дорожных условиях. При меньших значениях K_d область, в которой возможно полное использование сцепления, уменьшается.

Рассмотрим случай, когда $K_d = 4$. Проведем прямые $\varphi'' = 4\varphi'$ и $\varphi'' = \varphi'/4$. Полученная область $A E F C G H$ отражает область дорожных условий, в которой возможно полное использование сцепления. Площадь $A E F C G H$ относительно площади $A B C D$ составляет 93,8 %.

При равновероятных дорожных условиях и $K_d = 4$ вероятность полного использования сцепления составляет 93,8 %, при $K_d = 3$ — соответственно 85 %.

Интересны данные [14], которые указывают, на то, что $K_d = 3$ охватывает 80 % дорожных условий, а $K_d = 5$ — 94 %. Приведенные данные согласуются с предлагаемым методом оценки вероятности полного использования сцепления колесами моста машины, оборудованного самоблокирующимся дифференциалом.

Следовательно, на основании приведенных данных и результатов опыта разработки и эксплуатации дифференциалов повышенного трения считают, что применение дифференциалов с $K_d = 2,5 \div 4$, как с точки зрения высокой проходимости, так и с точки зрения удовлетворительной поворачиваемости машин, рационально.

Наблюдения показывают, что с течением времени сфера использования самоблокирующихся дифференциалов расширяется. Анализ выпускаемых в настоящее время тракторов [29] показывает, что в 322 моделях в передних мостах применяют простые дифференциалы (средняя мощность их двигателей составляет 49,8 кВт); в 224 моделях — самоблокирующиеся дифференциалы (средняя мощность двигателей равна 76,1 кВт); в 52 моделях тракторов повышенной мощности используют механическую блокировку дифференциалов с пневмо- или гидравлическим приводом (средняя мощность двигателей составляет 84,6 кВт).

Самоблокирующиеся дифференциалы применяют на автомобилях ГАЗ-66, МАЗ-7310 тракторах К-700/701, Т-150К, МТЗ-52/82.

По конструктивным схемам и принципу действия самоблокирующиеся дифференциалы можно подразделить на следующие группы:

с повышенным внутренним трением и постоянным коэффициентом блокировки;

с муфтами постоянного момента трения и переменным коэффициентом блокировки;

с убывающим моментом трения и переменным коэффициентом блокировки;

с гидросопротивлением и переменным коэффициентом блоки-

ференциалы свободного хода.

Первая группа включает наибольшее число механизмов, используемых в настоящее время в колесных машинах. Дифференциалы, входящие в первую группу, можно подразделить на дисковые, червячные, кулачковые и др.

Ниже рассмотрены наиболее типичные схемы и конструкции самоблокирующихся дифференциалов.

Дисковые дифференциалы без дополнительного нажимного устройства

Отличительной особенностью различных конструктивных схем дифференциалов с дисковыми фрикционными муфтами является способ создания сил, сжимающих эти муфты.

На рис. 38 показан дифференциал, в котором сжатие муфт осуществляется осевыми усилиями в зацеплении полуосевых зубчатых колес 2 с сателлитами 3.

Для определения коэффициента блокировки такого дифференциала рассмотрим схему окружных усилий и моментов, действующих на сателлиты и полуосевые зубчатые колеса (рис. 39).

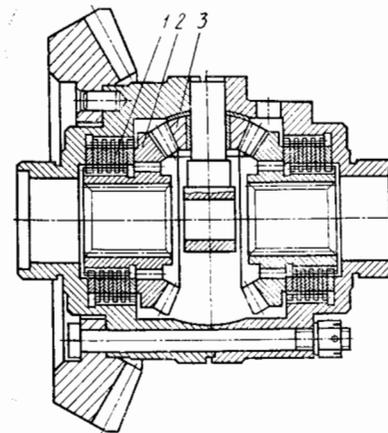


Рис. 38. Дифференциал с дисковыми муфтами трения

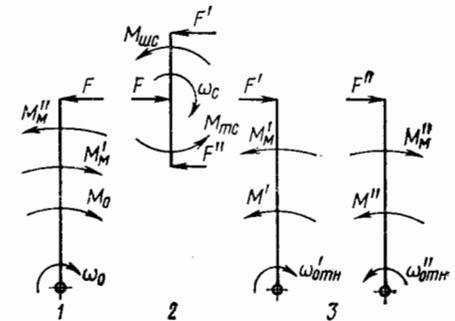


Рис. 39. Схема окружных усилий и моментов, приложенных к звеньям дифференциала (см. рис. 38):

1 — корпус; 2 — сателлит; 3 — полуосевые зубчатые колеса

При определении усилий в зубчатом зацеплении конических колес дифференциала пренебрегаем силами трения, возникающими на активных поверхностях зубьев.

Из уравнения равновесия сателлитов

$$\begin{aligned} F' &= 0,5[F - (M_{тс} + M_{шс})/r_c]; \\ F'' &= 0,5[F + (M_{тс} + M_{шс})/r_c], \end{aligned} \quad (21)$$

где F — суммарная окружная сила, действующая со стороны сателлитов на крестовину; F'' и F' — суммарные окружные силы в зацеплении сателлитов соответственно с отстающим и забегающим полуосевыми зубчатыми колесами; $M_{тс}$ и $M_{шс}$ — суммарные моменты трения сателлитов соответственно о корпус дифференциала и о шины крестовины; r_c — средний делительный радиус сателлита.

Моменты $M_{тс}$ и $M_{шс}$ пропорциональны окружной силе F , т. е.

$$\begin{aligned} M_{тс} &= \mu F r_{тс} \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_c; \\ M_{шс} &= \mu F r_{ш}, \end{aligned}$$

где μ — коэффициент трения; $r_{тс}$ — средний радиус трения торца сателлита; α_w — угол зацепления; δ_c — угол делительного конуса сателлита; $r_{ш}$ — радиус шипа крестовины.

После преобразования формулы (21) имеем

$$F' = 0,5F(1 - \mu B); \quad F'' = 0,5F(1 + \mu B). \quad (22)$$

Для сокращения записи введем безразмерный параметр

$$B = (r_{тс} \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_c + r_{ш})/r_c.$$

Моменты M' и M'' на полуосях найдем из уравнений равновесия полуосевых зубчатых колес. Тогда

$$M' = F' r_{п} - M_{м}'; \quad M'' = F'' r_{п} + M_{м}'', \quad (23)$$

где $M''_м$ и $M'_м$ — моменты трения дисковых муфт, расположенных соответственно со стороны отстающей полуоси и со стороны забегающей полуоси; $r_{п}$ — средний делительный радиус полуосевого зубчатого колеса.

Моменты трения дисковых муфт рассчитывают без учета трения в шлицах, так как осевое перемещение дисков практически отсутствует. Следовательно,

$$M_{м}' = F' r_{п} \mu A; \quad M_{м}'' = F'' r_{п} \mu A, \quad (24)$$

где A — безразмерный геометрический параметр, причем

$$A = r_{м} i_{м} \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c / r_{п};$$

здесь $r_{м}$ — средний радиус трения; $i_{м}$ — число пар трения одной муфты.

Подставляя в выражения (23) значения $M'_м$ и $M''_м$, соответствующие выражениям (24), получаем

$$\begin{aligned} M' &= 0,5 F r_{п} (1 - \mu A) (1 - \mu B); \\ M'' &= 0,5 F r_{п} (1 + \mu A) (1 + \mu B). \end{aligned}$$

Эти уравнения позволяют определить коэффициент блокировки

$$K_d = (1 + \mu A) (1 + \mu B) / [(1 - \mu A) (1 - \mu B)]. \quad (25)$$

Первый множитель отражает влияние на K_d трения в дисковых муфтах, а второй — трения в сателлитах.

Для практических расчетов можно использовать приближенную формулу

$$K_d = (1 + \mu \Pi_1) / (1 - \mu \Pi_1), \quad (26)$$

где

$$\Pi_1 = A + B.$$

Как видно из формулы (25), K_d не зависит от нагрузочного режима механизма и при неизменном коэффициенте трения является величиной постоянной.

Однако, как показали экспериментальные исследования, с увеличением нагрузки коэффициент блокировки несколько возрастает. Это явление объясняется ухудшением условий смазки дисков при повышении давления, т. е. увеличением коэффициента трения.

Для исследуемых образцов с дисками из стали 65Г, с одиннадцатью парами трения в каждой муфте, при $\mu = 0,1$ расчетный коэффициент блокировки равен 2,12. Результаты экспериментального определения коэффициента блокировки следующие: при крутящем моменте на корпусе дифференциала $M_0 = 600$ Н·м (давление на дисках 0,7 МПа) и $M_0 = 2300$ Н·м (давление — 1,8 МПа) среднее значение коэффициентов блокировки соответственно 1,7 и 2,3.

Особенность рассматриваемого дифференциала — простота конструкции. При такой схеме для получения повышенных значений коэффициента блокировки можно увеличивать угол профиля зуба исходного контура α_w . Например, для получения заданного коэффициента блокировки зубчатые колеса самоблокирующего дифференциала трактора Т-150К выполнены с углом профиля зуба $\alpha_w = 45^\circ$.

Симметричный конический дифференциал можно представить как частный случай самоблокирующегося дифференциала с одной парой трения. Обычно считают, что в этом случае $K_d \approx 1$. Однако при необходимости может быть найдено расчетное значение K_d этого дифференциала по формулам (25) или (26).

Безразмерные геометрические параметры и расчетное значение коэффициента блокировки K_d некоторых конических дифференциалов приведены в табл. 5.

На рис. 40 показана конструкция дифференциала с шайбами трения увеличенного размера, который применялся на одноосных

Таблица 5

Автомобиль	Безразмерные геометрические параметры дифференциала		K_d при $\mu=0,1$	Автомобиль	Безразмерные геометрические параметры дифференциала		K_d при $\mu=0,1$
	A	B			A	B	
ГАЗ-53А	0,3	0,630	1,20	КрАЗ-219	0,245	0,506	1,16
ЗИЛ-130	0,320	0,780	1,25	МАЗ-500	0,340	0,720	1,24

тягачах МоАЗ-529. В этой конструкции каждый сателлит цапфой установлен в одну из четырех крышек и не имеет крестовины. Подвижная шайба укреплена на цапфе сателлита с помощью шпонки, а неподвижная прикреплена к крышке заклепками. Сателлиты монтируют через отверстия в корпусе под крышкой. Каждая крышка прикреплена к корпусу четырьмя болтами. Рассчитанное по формуле (25) значение $K_d=1,34$, поэтому такие механизмы широкого распространения, не получили.

Дисковые дифференциалы с кулачковым нажимным устройством

В дифференциалах с кулачковым нажимным устройством используют кулачковые муфты, передающие крутящий момент от полуосевых зубчатых колес на полуоси. Осевые усилия, возникающие при передаче окружных сил наклонными гранями кулачков, применяют для сжатия муфт трения. Рассмотрим следующие конструктивные схемы дифференциала с кулачковым нажимным устройством. Схемы I и II отличаются расположением кулачков на торцах полуосевых зубчатых колес. В обеих схемах элементами корпуса (крестовины) и чашками дифференциала) воспринимаются осевые усилия, возникающие в зацеплении кулачковых муфт. Схема III характеризуется тем, что осевые усилия, возникающие в кулачковых муфтах, не действуют на элементы корпуса дифференциала.

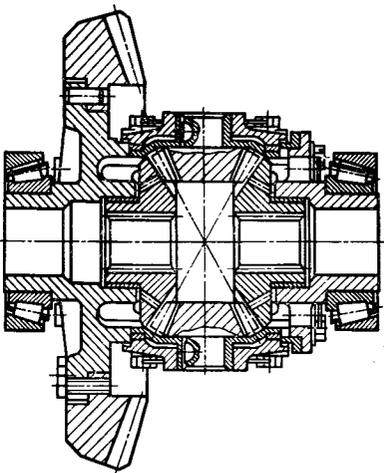


Рис. 40. Дифференциал с увеличенными шайбами сателлитов

На рис. 41, а показан дис-

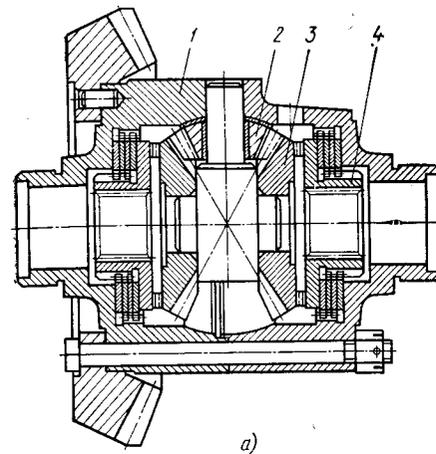


Рис. 41. Дисковый дифференциал с кулачковым нажимным устройством (схема I): а — конструкция; б — схема окружных сил и моментов на звеньях дифференциала; 1—3 — то же, что и на рис. 39; 4 — нажимные диски

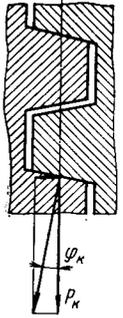
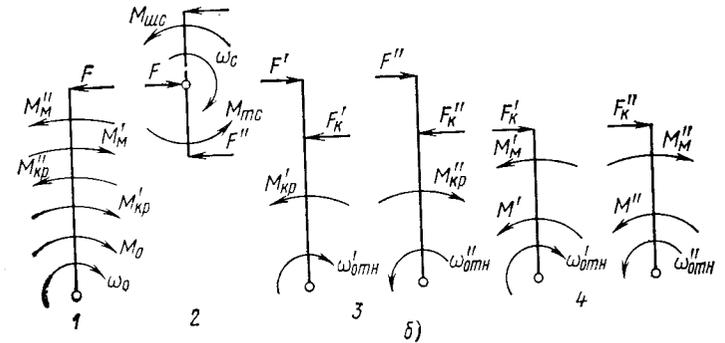


Рис. 42. Схема сил, действующих в зацеплении трапецеидальных кулачков



ковый дифференциал, выполненный по схеме I. Крутящие моменты полуосевых зубчатых колес 3 передаются на нажимные диски 4, установленные на шлицах полуосей через торцовые трапецеидальные кулачки. Осевые усилия кулачков, действующие на нажимные диски, сжимают муфты трения.

Для вывода формулы при определении коэффициента блокировки рассмотрим схему сил и моментов, действующих на звенья механизма (рис. 41, б).

Значения осевых усилий определяются углом ϕ_k наклона рабочих граней кулачков (рис. 42). Осевые усилия кулачков, действующие на полуосевые зубчатые колеса, противоположны осевым усилиям зацепления зубчатых колес и превышают последние. Поэтому результирующие осевые усилия прижимают полуосевые зубчатые колеса к ограничительным торцам крестовины.

Условия равновесия полуосевых зубчатых колес:

$$\left. \begin{aligned} F' r_{\Pi} - F'_k r_k - M'_{кр} &= 0; \\ F'' r_{\Pi} - F''_k r_k + M''_{кр} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

где F'_k и F''_k — окружные силы кулачков забегающего и отстающего зубчатых колес; $M'_{кр}$ и $M''_{кр}$ — моменты трения о крестовину внутренних торцов соответственно забегающего и отстающего полуосевых зубчатых колес; r_k — средний радиус торцовых кулачков.

Моменты

$$\begin{aligned} M'_{кр} &= \mu r_{кр} (F'_k \operatorname{tg} \varphi_k - F' \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c); \\ M''_{кр} &= \mu r_{кр} (F''_k \operatorname{tg} \varphi_k - F'' \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c), \end{aligned}$$

где $r_{кр}$ — средний радиус трения внутреннего торца полуосевого зубчатого колеса о крестовину; φ_k — угол наклона рабочих граней кулачков.

Подставив в уравнение (27) выражения для $M'_{кр}$ и $M''_{кр}$ и решая их относительно F'_k и F''_k , получим

$$F'_k = F' \frac{r_{\Pi}(1 + \mu D)}{r_k(1 + \mu C)}; \quad F''_k = F'' \frac{r_{\Pi}(1 - \mu D)}{r_k(1 - \mu C)}, \quad (28)$$

здесь C и D — безразмерные геометрические параметры соответственно $C = r_{кр} \operatorname{tg} \varphi_k / r_k$; $D = r_{кр} \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c / r_{\Pi}$.

Так как схема сил и моментов, действующих на сателлиты рассматриваемого механизма, та же, что и в рассмотренном ранее механизме (см. рис. 39), то в данном случае справедливы выражения (22) для F' и F'' . Используя (22), преобразуем уравнения (28).

Тогда

$$\begin{aligned} F'_k &= \frac{F r_{\Pi} (1 - \mu B) (1 + \mu D)}{2 r_k (1 + \mu C)}; \\ F''_k &= \frac{F r_{\Pi} (1 + \mu B) (1 - \mu D)}{2 r_k (1 - \mu C)}. \end{aligned} \quad (29)$$

Из уравнений равновесия нажимных дисков находим моменты на полуосях дифференциала:

$$\begin{aligned} M' &= F'_k r_k - M'_M = F'_k r_k (1 - \mu E); \\ M'' &= F''_k r_k + M''_M = F''_k r_k (1 + \mu E), \end{aligned}$$

где $E = r_{M \text{ и } \text{т}} \operatorname{tg} \varphi_k / r_k$.

Подставляя в эти уравнения выражения (29), получаем

$$\begin{aligned} M' &= \frac{F r_{\Pi} (1 - \mu B) (1 - \mu E) (1 + \mu D)}{2 (1 + \mu C)}; \\ M'' &= \frac{F r_{\Pi} (1 + \mu B) (1 + \mu E) (1 - \mu D)}{2 (1 - \mu C)}. \end{aligned}$$

откуда

$$K_d = \frac{1 + \mu B}{1 - \mu B} \frac{1 + \mu E}{1 - \mu E} \frac{1 + \mu C}{1 - \mu C} \frac{1 - \mu D}{1 + \mu D}. \quad (30)$$

Первый множитель отражает влияние на значение K_d трения в сателлитах, второй — в муфтах, третий — трение торцов полуосевых зубчатых колес о крестовину. Четвертый множитель характеризует уменьшение силы трения торцов полуосевых зубчатых колес вследствие осевых сил в зацеплении зубчатых колес. Если пренебречь третьим и четвертым множителями, а в числителе и знаменателе дроби, полученной умножением первого множителя на второй, пренебречь членами, содержащими μ^2 , то упрощенная, но достаточно точная для практических расчетов формула примет вид

$$K_d = (1 + \mu \Pi_2) / (1 - \mu \Pi_2), \quad (31)$$

где $\Pi_2 = B + E$.

Ошибка при вычислении по формуле (31) по сравнению с более точной формулой (30) составляет менее 5%, если $K_d \leq 7$.

В этом дифференциале при изменении угла φ_k можно получить заданный коэффициент блокировки. Недостатком дифференциала является сложность его конструкции.

Равнодействующая осевых сил, действующих на полуосевые зубчатые колеса, направлена в сторону сателлитов, что приводит

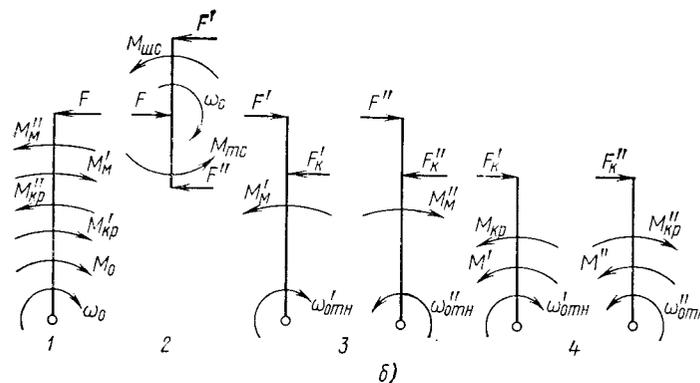
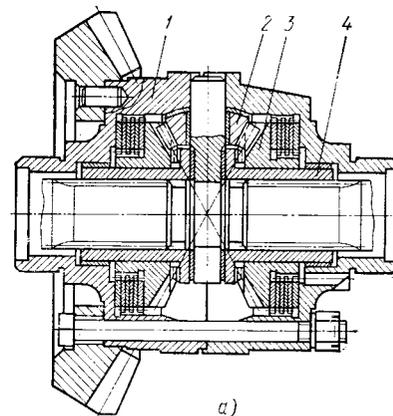


Рис. 43. Дискный дифференциал с кулачковым нажимным устройством (схема II):

а — конструкция; б — схема окружных сил и моментов, приложенных к звеньям дифференциала; 1—3 — то же, что и на рис. 39; 4 — промежуточные втулки

к уменьшению зазоров в зацеплении зубьев при износе поверхностей трения крестовины и торцов ступиц полуосевых зубчатых колес. Уменьшение зазоров в зацеплении зубчатых колес дифференциала отрицательно влияет на их работоспособность.

Рассмотрим другую конструкцию кулачкового нажимного устройства дифференциала, выполненного по схеме II (рис. 43, а). Как и в первом варианте, в этой схеме применены две дисковые муфты трения. Диски с наружными зубьями связаны с корпусом, а диски с внутренними зубьями — со ступицами полуосевых зубчатых колес.

Сжатие дисков осуществляется осевыми силами в зацеплении трапецеидальных разжимных кулачков полуосевых зубчатых колес 3 и промежуточных втулок 4, расположенных на шлицах полуосей. Осевые силы от разжимных кулачков и от зацепления зубчатых колес, действующие на полуосевые зубчатые колеса, суммируются; они направлены в стороны дисковых муфт, в отличие от предыдущей схемы. Таким образом, в этом случае не отмечается уменьшения зазоров в зацеплении шестерен механизма и, следовательно, нет опасности снижения их работоспособности.

Схема сил и моментов, действующих на звенья этого дифференциала, приведена на рис. 43, б.

Окружные силы в зацеплении разжимных кулачков найдены из уравнений равновесия полуосей

$$\begin{aligned} F'r_{\Pi} - F'_{\kappa}r_{\kappa} - M'_m &= 0; \\ F''r_{\Pi} - F''_{\kappa}r_{\kappa} + M''_m &= 0. \end{aligned}$$

Подставим в эти уравнения выражения (22) для F' и F'' , а также выражения для моментов трения M'_m и M''_m фрикционных муфт:

$$\begin{aligned} M'_m &= \mu r_{m1} (F'_{\kappa} \operatorname{tg} \varphi_{\kappa} + F' \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c); \\ M''_m &= \mu r_{m1} (F''_{\kappa} \operatorname{tg} \varphi_{\kappa} + F'' \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c). \end{aligned}$$

После указанной подстановки и преобразований имеем

$$\left. \begin{aligned} F'_{\kappa} &= \frac{Fr_{\Pi}(1-\mu A)(1-\mu B)}{2r_{\kappa}(1+\mu E)}; \\ F''_{\kappa} &= \frac{Fr_{\Pi}(1+\mu A)(1+\mu B)}{2r_{\kappa}(1-\mu E)}. \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

Из условия равновесия промежуточных втулок

$$M' = F'_{\kappa}r_{\kappa} - M'_{\kappa p} = F'_{\kappa}r_{\kappa}(1 - \mu r_{\kappa p} \operatorname{tg} \varphi_{\kappa}/r_{\kappa}); \quad (33)$$

$$M'' = F''_{\kappa}r_{\kappa} - M''_{\kappa p} = F''_{\kappa}r_{\kappa}(1 - \mu r_{\kappa p} \operatorname{tg} \varphi_{\kappa}/r_{\kappa}),$$

где $M'_{\kappa p}$ и $M''_{\kappa p}$ — моменты трения промежуточных втулок о крестовину.

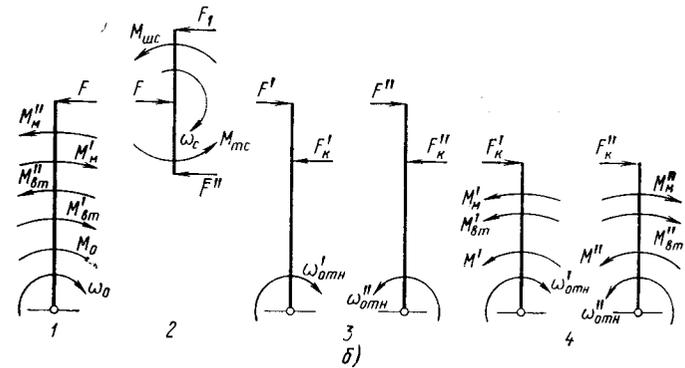
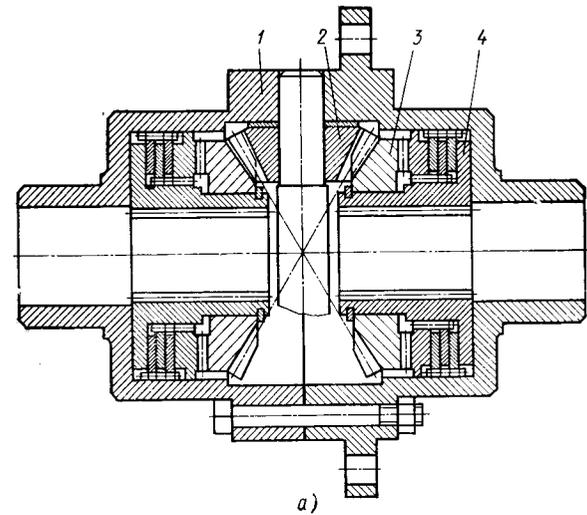


Рис. 44. Дисковый дифференциал с кулачковым нажимным устройством (схема III):

а — конструкция; б — схема окружных сил и моментов, приложенных к звеньям дифференциала; 1—3 — то же, что на рис. 39; 4 — втулки муфт

Подставив в уравнение (33) выражения (32) для F'_{κ} и F''_{κ} , получим

$$\begin{aligned} M' &= \frac{Fr_{\Pi}(1-\mu A)(1-\mu B)(1-\mu C)}{2(1+\mu E)}; \\ M'' &= \frac{Fr_{\Pi}(1+\mu A)(1+\mu B)(1+\mu C)}{2(1-\mu E)}. \end{aligned}$$

Тогда

$$K_{\Pi} = \frac{1+\mu A}{1-\mu A} \frac{1+\mu B}{1-\mu B} \frac{1+\mu C}{1-\mu C} \frac{1+\mu E}{1-\mu E}. \quad (34)$$

Если перемножить попарно первые и вторые множители, а в полученных дробях пренебречь в числителе и знаменателе членами, содержащими μ^2 , то

$$K_d = \frac{1 + \mu\Pi_1}{1 - \mu\Pi_1} \frac{1 + \mu\Pi_3}{1 - \mu\Pi_3}, \quad (35)$$

где

$$\Pi_1 = A + B; \quad \Pi_3 = C + E.$$

Использование формулы (35) даст завышенное значение K_d по сравнению с более строгой зависимостью (34). Это расхождение увеличивается при возрастании коэффициента блокировки (для $K_d \leq 7$ погрешность не превышает 5 %).

К недостаткам дифференциала, выполненного по схеме II, следует отнести технологические трудности изготовления торцовых трапецеидальных кулачков. При малых размерах компоновка механизма затруднена. Малая опорная поверхность промежуточной втулки в паре трения втулка—крестовина обуславливает высокое давление.

В дифференциалах с кулачковым нажимным устройством, выполненным по схеме III (рис. 44, а), исключено трение деталей о торец крестовиной. Расчетная схема сил, действующих на звенья этого дифференциала, приведена на рис. 44, б. Окружные силы F' и F'' в зацеплении зубчатых колес определяются уравнениями (22).

При расчете коэффициента блокировки определим реакции в кинематических парах, используя схему сил и моментов, действующих на звенья механизма (рис. 44, б).

Из уравнения равновесия полуосей имеем

$$\left. \begin{aligned} M' &= F'r_{\Pi} - M'_m - M'_{вт}; \\ M'' &= F''r_{\Pi} + M''_m + M''_{вт}, \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

где $M'_{вт}$ и $M''_{вт}$ — моменты трения о корпус дифференциала опорных фланцев втулок дисковых муфт соответственно забегающей и отстающей полуосей.

Фрикционные муфты сжимаются лишь осевыми силами, возникающими на кулачках полуосевых шестерен и нажимных дисков. Моменты трения

$$\left. \begin{aligned} M'_m &= \mu F'_k r_{mim} \operatorname{tg} \varphi_k = \\ &= \mu F' r_{\Pi} r_{mim} \operatorname{tg} \varphi_k / r_k; \\ M''_m &= \mu F''_k r_{mim} \operatorname{tg} \varphi_k = \\ &= \mu F'' r_{\Pi} r_{mim} \operatorname{tg} \varphi_k / r_k. \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

Опорные диски прижимаются к корпусу дифференциала осевыми силами, возникающими в зацеплении конических зубчатых

колес. Моменты трения

$$\left. \begin{aligned} M'_{вт} &= \mu F' r_{кр} \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cos \delta_c; \\ M''_{вт} &= \mu F'' r_{кр} \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \cos \delta_c, \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

где $r_{кр}$ — средний радиус трения опорного фланца втулки о корпус.

Подставив в выражение (36) выражения (37) и (38), а также используя обозначения B, D, E , введенные ранее, получим

$$\begin{aligned} M' &= 0,5 F r_{\Pi} [1 - \mu(D + E)] (1 - \mu B); \\ M'' &= 0,5 F r_{\Pi} [1 + \mu(D + E)] (1 + \mu B). \end{aligned}$$

Отсюда

$$K_d = \frac{[1 + \mu(D + E)] (1 + \mu B)}{[1 - \mu(D + E)] (1 - \mu B)}. \quad (39)$$

Следует отметить, что с достаточной точностью можно рассчитать K_d этого дифференциала и по формуле (31). Если значения расчетного коэффициента блокировки находятся в интервале от 3 до 7, то вычисленные по формуле (31) значения K_d отклоняются от значений, рассчитанных по формуле (39), на 4,5—1 %.

Дисковые дифференциалы с нажимным устройством в виде V-образных пазов под пальцы сателлитов

Дифференциал с нажимным устройством, выполненным в виде V-образных пазов корпуса (води́ла) под пальцы сателлитов, имеет широкое распространение. Известны две конструктивные схемы такого дифференциала. В схеме I осевые силы сжимают дисковые муфты через нажимные чашки, установленные на шлицах ступиц полуосевых зубчатых колес. В схеме II осевые силы сжимают дисковые муфты через нажимные чашки, которые являются элементами води́ла.

На рис. 45 изображен дифференциал повышенного трения переднего ведущего моста тракторов МТЗ-52, МТЗ-82 и МТЗ-142, выполненный по схеме I. В V-образные пазы корпуса дифференциала входят отдельные плавающие пальцы сателлитов. На кон-

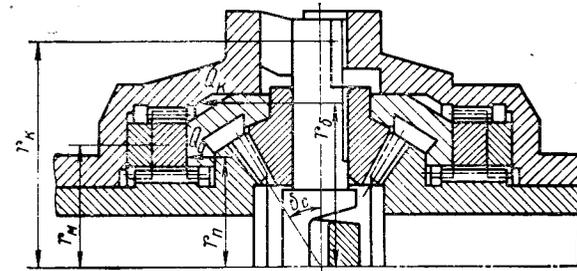


Рис. 45. Дифференциал тракторов МТЗ с нажимным устройством в виде V-образных пазов под пальцы сателлитов (схема I)

цах пальцев с каждой стороны сняты по две лыски, образующие тупой угол $2\varphi_k$. Такой же угол образуют поверхности пазов в корпусе, причем вершины углов в соседних пазах направлены в противоположные стороны. Крутящий момент от корпуса дифференциала передается на два пальца сателлитов. При этом на наклонных поверхностях пазов возникают окружные и осевые силы. Осевые силы передаются через цилиндрические буртики сателлитов на торцы нажимных чашек и сжимают дисковые муфты. Кроме того, на нажимные чашки действуют осевые силы, возникающие в зацеплении зубчатых колес. Механизм имеет симметричные блокирующие свойства [14] только в случае, когда окружное усилие корпуса дифференциала распределяется на два пальца сателлита поровну. Если один палец в данном механизме нагружается больше, чем другой, окружным усилием, то момент трения одной муфты больше, чем другой, и коэффициент блокировки при отставании правой или левой полуосей имеет различные значения. Неодинаковое нагружение пальцев сателлитов является специфической особенностью данного механизма и обусловлено невозможностью изготовления идеально идентичных деталей. Практически все механизмы в той или иной степени обладают несимметричностью блокирующих свойств. Рассмотрим общий случай, когда на каждую пару сателлитов от их пальцев передаются неравные окружные усилия. Тогда окружные силы на пальцах, которые вызывают осевые силы, сжимающие муфты соответственно забегающей и отстающей полуосей,

$$F_1 = \xi F; F_2 = (1 - \xi) F,$$

где ξ — коэффициент распределения нагрузки по пальцам сателлитов; F — суммарная окружная сила, действующая со стороны сателлитов на пальцы на плече r_n .

Из уравнения равновесия сателлитов относительно их пальцев получим

$$F_1' \approx F_1'' = 0,5F; F_2' \approx F_2'' = 0,5F,$$

где F_1' и F_1'' , F_2' и F_2'' — окружные силы на зубьях каждой пары сателлитов.

Эти выражения получены без учета сил трения на сателлитах (трения о пальцы, по сферам и торцам чашек). Такое допущение дает погрешность менее 2 %.

Суммарные окружные усилия на зубьях каждой полуосевой шестерни F' и F'' от зацепления с сателлитами

$$F' = F_1' + F_2' = 0,5F; F'' = F_1'' + F_2'' = 0,5F.$$

Крутящие моменты на полуосях определяются из уравнений равновесия полуосевых шестерен:

$$M' = 0,5Fr_n - M_m' - M_6'; M'' = 0,5Fr_n + M_m'' + M_6'', \quad (40)$$

где M_m' и M_m'' — моменты трения в дисковых муфтах; M_6' и M_6'' — моменты трения в нажимных чашках от сил трения, возникающих между буртиками сателлитов и торцами чашек.

Моменты трения в дисковых муфтах возникают в результате действия осевых сил Q' и Q'' , каждая из которых суммируется с осевой силой Q_o , возникающей в зацеплении шестерен дифференциала, и осевой силой Q_k , возникающей на скосах корпуса дифференциала и действующей через буртики сателлитов на нажимную чашку, т. е.

$$Q' = Q_o' + Q_k'; Q'' = Q_o'' + Q_k''.$$

Осевые силы Q_o' и Q_o'' определяются из известных зависимостей для конических зубчатых колес:

$$Q_o' = Q_o'' = Q_o = 0,5F \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c,$$

а осевые силы Q_k' и Q_k'' — из выражений

$$Q_k' = F_1 r_n \operatorname{tg} \varphi_k / r_k = \xi F r_n \operatorname{tg} \varphi_k / r_k;$$

$$Q_k'' = F_2 r_n \operatorname{tg} \varphi_k / r_k = (1 - \xi) F r_n \operatorname{tg} \varphi_k / r_k,$$

где φ_k — угол наклона рабочей поверхности V-образного паза в корпусе дифференциала; r_k — плечо окружной силы на рабочих поверхностях V-образных пазов корпуса.

Тогда моменты трения в дисковых муфтах и на нажимных чашках

$$M_m' = \mu Q' r_{mi}; M_m'' = \mu Q'' r_{mi};$$

$$M_6' = \mu Q_k' r_6; M_6'' = \mu Q_k'' r_6,$$

где r_6 — средний радиус трения торца нажимной чашки о буртик сателлита.

Подставляя в уравнение (40) значения полученных составляющих, после преобразований имеем

$$M' = 0,5Fr_n [1 - \mu (2\xi E' + A)]; \quad (41)$$

$$M'' = 0,5Fr_n \{1 + \mu [2(1 - \xi)E' + A]\},$$

где

$$E' = (r_{mi} + r_6) \operatorname{tg} \varphi_k / r_k;$$

$$A = r_{mi} \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c / r_n.$$

Для рассматриваемого механизма $E' = \operatorname{const}$ и $A = \operatorname{const}$.

Если известны уравнения моментов на полуосях, то коэффициент блокировки

$$K_d = \frac{[1 + \mu [2(1 - \xi)E' + A]]}{1 - \mu (2\xi E' + A)}. \quad (42)$$

Из формулы (42) видно, что K_d зависит от степени ξ перераспределения окружного усилия F по пальцам сателлитов (рис. 46). Кривые 1 и 2 соответствуют механизмам с тремя и пятью парами трения в каждой дисковой муфте.

В конкретном механизме распределение суммарной силы F на две силы F_1 и F_2 , в общем случае не равные по значению, может

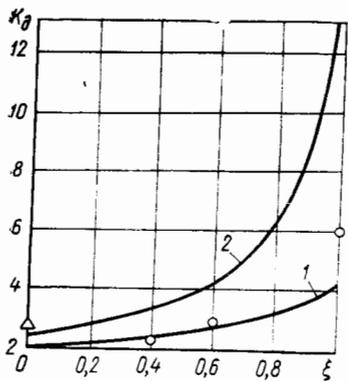


Рис. 46. Зависимость K_d от ξ при $\varphi_k = 45^\circ$:
1 и 2 соответственно с тремя парами трения

ния по формуле (42) получим $K_d = 2,8$. При $\xi = 0,5$ формула (42) преобразуется в выражение, соответствующее дифференциалу с симметричными блокирующими свойствами.

При экспериментальном определении K_d большую трудность представляет получение определенного значения ξ (за исключением $\xi = 0$ и $\xi = 1$). Для этого в первом случае ($\xi = 0$) достаточно снять палец с двумя сателлитами со стороны забегающей полуоси, а во втором случае ($\xi = 1$) снять палец с сателлитами со стороны отстающей полуоси. Для механизма с тремя парами трения при $\xi = 0$ экспериментальное значение $K_d = 1,8$; расчетное значение $K_d = 2,02$. При $\xi = 1$ ввиду большого трения в муфте и некоторой нестабильности коэффициента трения K_d колеблется в пределах от 6 до 10. Расчетное значение K_d для $\xi = 1$ составляет 4,41. Для механизма с пятью парами трения при $\xi = 0$ $K_d = 2,75$; расчетное значение 2,50. При $\xi = 1$ дифференциал заклинивало, расчетное значение $K_d = 17,5$.

Для получения промежуточных значений ξ и K_d механизм с тремя парами трения собран и испытан с деталями, изготовленными с повышенной степенью точности. Коэффициент блокировки при одной забегающей полуоси равен 2,35, а при другой забегающей полуоси — 2,90, что соответствует $\xi = 0,4$ и $\xi = 0,6$. Данные испытаний, как и ряд других материалов, согласуются с теоретическими исследованиями и выводами.

Исследования позволили более полно изучить свойства блокирующихся дифференциалов с отдельными плавающими пальцами сателлитов и показать, что симметричность блокировки возможна только при одинаковом нагружении двух пальцев сателлитов; в противном случае блокирующие свойства зависят от направления относительного вращения полуосей, и коэффициент блокировки определяется по формуле (42).

быть только одно. Сила, соответствующая забегающей полуоси, обозначена через F_1 , а сила, соответствующая отстающей полуоси, — через F_2 . Но забегающей или отстающей может быть как одна, так и другая полуось. Поэтому в одном случае F_1 будет обозначена большая сила, а через F_2 — меньшая, а в другом случае, наоборот, через F_1 — меньшая, а через F_2 — большая. Следовательно, каждый из коэффициентов ξ и K_d может иметь по два значения, в зависимости от того, какая полуось будет забегающей.

Пусть, например, при повороте влево $\xi = 0,8$. Тогда для дифференциала МТЗ с пятью парами трения

Неравномерность нагружения пальцев обусловлена размерами деталей, взаимной перпендикулярностью осей пальцев сателлитов, равенством толщин пакетов дисков двух муфт и т. п. Следовательно, отдельные элементы механизма требуют повышенной точности изготовления. Тем не менее, такой дифференциал имеет значительное распространение, особенно за рубежом (США, Великобритания, ФРГ, Франция).

Суммарная окружная сила F на пальцах сателлитов не зависит от моментов трения муфт, если эти моменты равны. В данном случае равенство моментов обеспечивается при $\xi = 0,5$. В рассматриваемом дифференциале сила F зависит не только от момента M_0 , подводимого к корпусу дифференциала, но и от ξ , что обусловлено следующим. Напишем уравнение внешних моментов, действующих на механизм:

$$M_0 = M' + M''.$$

Подставив в это уравнение значения моментов на полуосях M' и M'' из формул (41), получим

$$M_0 = Fr_n [1 + \mu (1 - 2\xi) E'],$$

откуда

$$F = \frac{M_0}{[1 + \mu (1 - 2\xi) E'] r_n} = \sigma \frac{M_0}{r_n}. \quad (43)$$

Коэффициент $\sigma = [1 + \mu (1 - 2\xi) E']^{-1}$ представляет собой отношение окружной силы F , полученной по формуле (43) в случае неравенства моментов трения муфт ($\xi \neq 0,5$), к окружной силе $F = M_0 / r_n$, полученной при равных моментах трения муфт ($\xi = 0,5$). При $\xi = 0$ и $\xi = 1$ для серийного дифференциала трактора МТЗ-52/82 ($\varphi_k = 55^\circ$, $i_m = 3$) расчетные значения σ соответственно равны 0,75 и 1,50.

Исследования показывают, что если осевая сила более нагруженного пальца сжимает муфту забегающей полуоси, то коэффициент блокировки резко возрастает. Если осевая сила более нагруженного пальца сжимает муфту отстающей полуоси, то коэффициент блокировки меньше рассчитанного в предположении $\xi = 0,5$. Поэтому при разработке конструкции и технологических процессов на изготовление деталей и сборку механизмов должны быть предусмотрены мероприятия, которые позволяют обеспечить близкое к равномерному нагружению двух пальцев сателлитов. К таким мероприятиям в первую очередь относятся обеспечение взаимной перпендикулярности осей пальцев сателлитов и равенство суммарных толщин двух пакетов дисков.

Для количественной оценки влияния перпендикулярности пальцев сателлитов и неравенства толщин пакетов дисковых муфт на симметричность блокировки предусмотрен коэффициент несимметричности [21]

$$j = K_d' / K_d'',$$

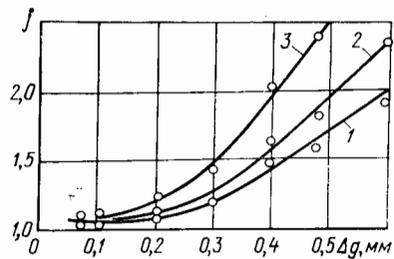


Рис. 47. Зависимость коэффициента несимметричности от взаимной неперпендикулярности пазов: 1 — при $\Delta l = 0,05$ мм; 2 — при $\Delta l = 0,15$ мм; 3 — при $\Delta l = 0,32$

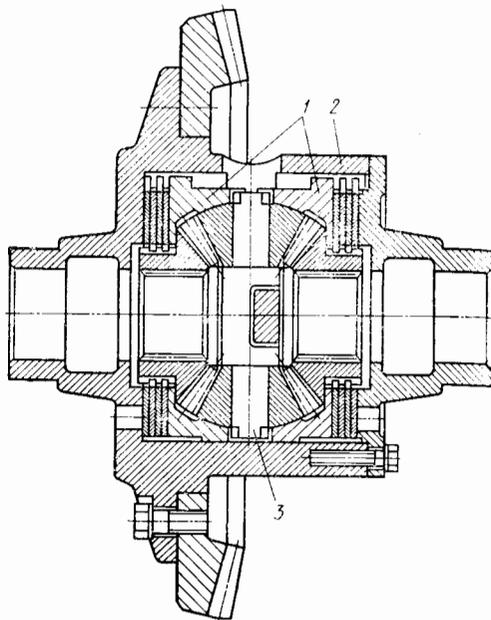


Рис. 48. Дифференциал с нажимным устройством в виде V-образных пазов под пальцы сателлитов (схема II)

где $K'_д$ и $K''_д$ — соответственно большее и меньшее значения коэффициентов блокировки, которые определяли экспериментально на стенде при торможении одной, а затем другой полуоси. На рис. 47 показана зависимость коэффициента несимметричности j дифференциала с тремя парами трения от степени неперпендикулярности Δg поверхностей V-образных пазов чашек корпуса и разности Δl толщин пакетов дисковых муфт. Коэффициент несимметричности j тем больше, чем больше степень неперпендикулярности и разность толщин пакетов дисковых муфт. Допустимая несимметричность ($j=1,2$) обеспечивается для осуществимой в условиях массового производства разности толщин $\Delta l = 0,3$ мм и неперпендикулярности $\Delta g = 0,15$ мм.

Получение необходимой взаимной перпендикулярности V-образных пазов в собранных коробках дифференциала сопряжено с определенными технологическими трудностями. Паза обрабатывают (протягивают) не в сборе, подобно отверстию под пальцы сателлитов в корпусе простых дифференциалов, а в каждой чашке корпуса с центрированием по одному из просверленных отверстий под стяжные болты.

Установка самоблокирующихся дифференциалов с неперпендикулярностью V-образных пазов в собранной коробке дифференциала, равной 0,6 мм, вызывает (как показали исследования) неудовлетворительную симметричность дифференциала, а в некоторых случаях приводит к заклиниванию механизма, поломкам деталей и повышенному износу шин переднего моста. Повысить точность взаимной перпендикулярности пазов можно путем применения

разработанного и внедренного на МТЗ специального устройства [21], которое позволило принципиально изменить технологию изготовления коробок дифференциала.

Самоблокирующийся дифференциал (рис. 48) выполненный по схеме II, характеризует дальнейшее развитие предыдущей конструкции. Дифференциалы такого типа, изготавливаемые фирмой «Цанрадфабрик» (ФРГ) для тракторов и автомобилей, рассчитаны на передачу крутящего момента до 50 кН·м. Конструкция нажимного устройства дифференциала изменена по сравнению с предыдущей конструкцией для обеспечения симметричности блокирующих свойств. Выступы нажимных чашек 1 входят в пазы корпуса 2. Крутящий момент на пальцы сателлитов 3 передается симметричными V-образными пазами, выполненными на торцах чашек. На каждую нажимную чашку действует осевая сила $Q_k = 0,5Fr_{п} \operatorname{tg} \alpha_w / r_k$.

На нажимные чашки фрикционных муфт действуют также силы, возникающие в зацеплении конических зубчатых колес,

$$Q_o' = F' \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c;$$

$$Q_o'' = F'' \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c.$$

Окружные усилия F' и F'' на забегающем и отстающем полуосевых зубчатых колесах определяют из условия равновесия сателлитов, которое соответствует выражению (21). Следовательно, силы F' и F'' характеризуются выражениями (22).

Из уравнений равновесия полуосевых зубчатых колес можем записать

$$M' = F'r_{п} - M'_м - M'_{кр}; \quad M'' = F''r_{п} + M''_м + M''_{кр},$$

где $M'_{кр}$ и $M''_{кр}$ — моменты трения забегающего и отстающего полуосевых зубчатых колес о нажимные чашки.

Подставив в эти уравнения выражения для их членов, после преобразования получим

$$M' = 0,5Fr_{п} [1 - \mu(A' + B + E + \mu A'B)];$$

$$M'' = 0,5Fr_{п} [1 + \mu(A' + B + E + \mu A'B)],$$

где $A' = (r_m i_m + r_{кр}) \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c / r_{п}$.

Коэффициент блокировки $K_д$ рассматриваемого дифференциала

$$K_д = \frac{1 + \mu(A' + B + E + \mu A'B)}{1 - \mu(A' + B + E + \mu A'B)}. \quad (44)$$

Пренебрегая последним слагаемым суммы, заключенной в скобки (ввиду его малости), выражение (44) можно записать в упрощенном виде, а именно

$$K_д = \frac{1 + \mu \Pi_4}{1 - \mu \Pi_4},$$

где $\Pi_4 = A' + B + E$.

Червячные дифференциалы

К червячным относятся дифференциалы, в которых для кинематической связи полуосей используют два вида зубчатых передач — червячные и винтовые. Червячные дифференциалы (рис. 49) отличаются высокими коэффициентами блокировки благодаря повышенному трению в червячных парах.

В корпусе дифференциала расположены полуосевые червячные колеса 1 и 5, которые находятся в зацеплении с червяками 2 и 4. Последние выполняют роль сателлитов. Червяки 2 и 4 сцеплены червячными колесами 3. Таким образом, в рассматриваемом механизме используется три ряда сателлитов 2—4. В каждом ряду имеется четыре, а иногда три сателлита.

Подобные дифференциалы были испытаны на трехосных грузовых автомобилях «Урал-375». Коэффициент блокировки $K_d = 6 \div 10$ для различных режимов работы.

Силы, действующие в зацеплении червячной передачи, определяются с учетом сил трения на активных поверхностях витков червяка и зубьев червячного колеса. Окружную F , осевую Q и радиальную R силы, действующие на червяк дополнительно, обозначим с индексом «ч», а на червячное колесо — с индексом n . Соотношения между этими силами следующие:

$$F_{ч} = Q_n = F_n \operatorname{tg} (\gamma \pm \rho);$$

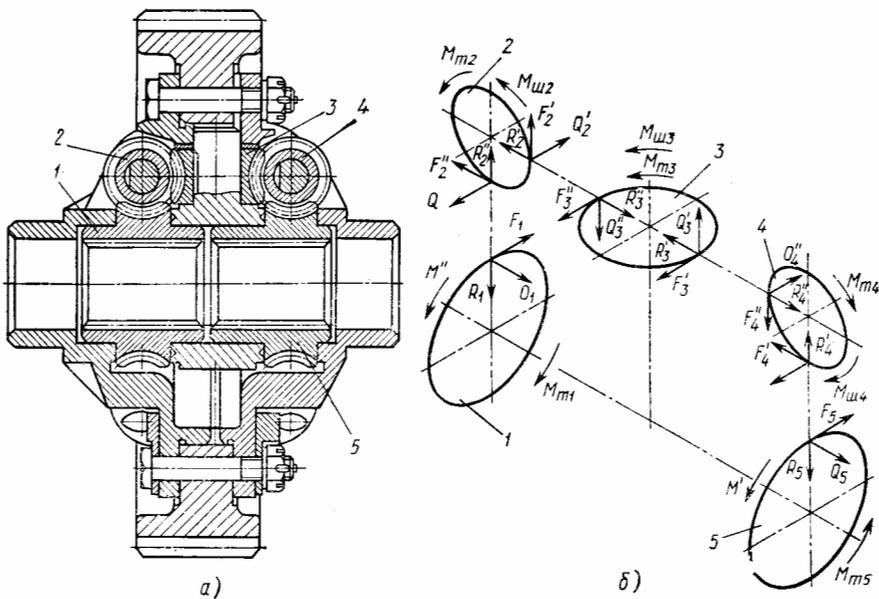


Рис. 49. Червячный дифференциал:

а — конструкция; б — схема сил, действующих в зацеплениях, и моментов трения, возникающих в опорах червячных колес и червяков дифференциала

$$F_n = Q_{ч} = F_{ч} / \operatorname{tg} (\gamma \pm \rho);$$

$$R_{ч} = R_n = F_n \operatorname{tg} \alpha = F_{ч} \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} (\gamma \pm \rho),$$

где γ — делительный угол подъема линии витка червяка; ρ — угол трения; α — угол профиля витка червяка в нормальном сечении.

Знак плюс в формулах (перед ρ) ставят, если червяк ведущий, а знак минус — если червяк ведомый. Угол трения

$$\rho = \arctg \mu.$$

Как указано выше, коэффициент блокировки можно определить при известном КПД дифференциала, т. е.

$$K_d = 1 / \eta_d.$$

Если пренебречь трением торцов червяков и червячных колес о корпус и трением в цапфах трех рядов сателлитов, то легко найти η_d , отражающий только трение в зацеплении червячных пар. При ведущем червяке и ведомом червячном колесе

$$\eta_{вщ} = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \rho);$$

при ведомом червяке и ведущем червячном колесе

$$\eta_{вм} = \operatorname{tg} (\gamma - \rho) / \operatorname{tg} \gamma.$$

Тогда для червячного дифференциала

$$K_d = \frac{1}{(\eta_{вщ} \eta_{вм})^2} = \left[\frac{\operatorname{tg} (\gamma + \rho)}{\operatorname{tg} (\gamma - \rho)} \right]^2. \quad (45)$$

Таким образом, коэффициент блокировки червячного дифференциала зависит от угла γ .

Более точное выражение для K_d с учетом трения во всех элементах передачи можно получить, рассматривая условия равновесия каждого червячного колеса и червяка механизма.

На рис. 49, б изображена схема сил, действующих в зацеплениях, и моментов трения, возникающих в опорах червячных колес и червяков (реактивные силы на рисунке не показаны). Введем КПД, учитывающий потери в опорах каждого отдельного червячного колеса и червяка.

Для каждого i -го элемента передачи дополнительно обозначим: делительный радиус через r_i ; средний радиус трения опорного торца через r_{Ti} ; радиус цапфы через $r_{шi}$.

КПД, учитывающий потери на трение в опорах отстающего червячного колеса,

$$\eta_1 = F_1 r_1 / M'' = [1 + \mu r_{T1} (\operatorname{tg} (\gamma - \rho)) / r_1]^{-1}.$$

КПД, учитывающий потери на трение в опорах червяков, зацепляющихся с отстающим полуосевым червячным колесом,

$$\eta_2 = \frac{F'_2}{F_2} = \frac{1 - \mu r_{T2} / [r_2 \operatorname{tg} (\gamma - \rho)]}{1 - \mu r_{T2} / [r_2 \operatorname{tg} (\gamma + \rho)] + \mu B_{ш2}},$$

где $B_{ш2}$ — геометрический параметр;

$$B_{ш2} = \frac{r_{ш2}}{r_2} \sqrt{\left(\frac{1}{\eta_2} + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}\right)^2 + \left(1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\eta_2 \operatorname{tg}(\gamma - \rho)}\right)^2}.$$

При вычислении $B_{ш2}$ в первом приближении следует полагать $\eta_2 = 1$.

КПД, учитывающий потери в опорах сателлитов среднего ряда,

$$\eta_3 = \frac{1 - \mu [r_{т3} \operatorname{tg}(\gamma + \rho) + r_{ш3}]/r_3}{1 - \mu [r_{т3} \operatorname{tg}(\gamma - \rho) - r_{ш3}]/r_3}.$$

При выводе выражения для η_3 предполагали, что сила, нагружающая цапфу, определяется только суммой окружных сил $F_3'' + F_3'$; это практически не отражается на результатах расчета.

КПД, учитывающий потери в опорах червяков, зацепляющихся с отстающим полуосевым колесом,

$$\eta_4 = \frac{F_4'}{F_4} = \frac{(1 - \mu r_{т4})/[r_4 \operatorname{tg}(\gamma - \rho)]}{(1 - \mu r_{т4})/[r_4 \operatorname{tg}(\gamma + \rho)] + \mu B_{ш4}},$$

где

$$B_{ш4} = \frac{r_{ш4}}{r_4} \sqrt{\left(\frac{1}{\eta_4} - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}\right)^2 + \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\eta_4 \operatorname{tg}(\gamma - \rho)}\right)^2}.$$

Полагаем, что в выражении для вычисления параметра $B_{ш4}$ в первом приближении $\eta_4 = 1$.

КПД, учитывающий потери в опорах забегающего полуосевого колеса,

$$\eta_5 = M'/(F_5 r_5) = 1 - r_{т5} \operatorname{tg}(\gamma + \rho)/r_5.$$

Общий КПД, учитывающий потери на трение в опорах всех зубчатых колес и червяков,

$$\eta_0 = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5.$$

Отсюда формулу для расчета коэффициента блокировки червячного дифференциала, учитывающую трение в зацеплении и опорах полуосевых колес и сателлитов, запишем в виде

$$K_d = \frac{1}{\eta_0} \left[\frac{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}{\operatorname{tg}(\gamma - \rho)} \right]^2. \quad (46)$$

Расчеты применительно к червячному дифференциалу (см. рис. 49) при $\gamma = 21,8^\circ$; $\rho = 5,71^\circ$ и $\mu = 0,1$ позволили получить следующие данные $K_d = 3,3$ [по выражению (45)] и $K_d = 6,5$ [по выражению (46)].

На рис. 50 показана конструктивная схема (схема I) винтового дифференциала, который применяется фирмой «Вальтер» (США) на грузовых автомобилях с колесной формулой 4×4, работающих в тяжелых дорожных условиях. Отличительной особенностью этого дифференциала является отсутствие среднего ряда

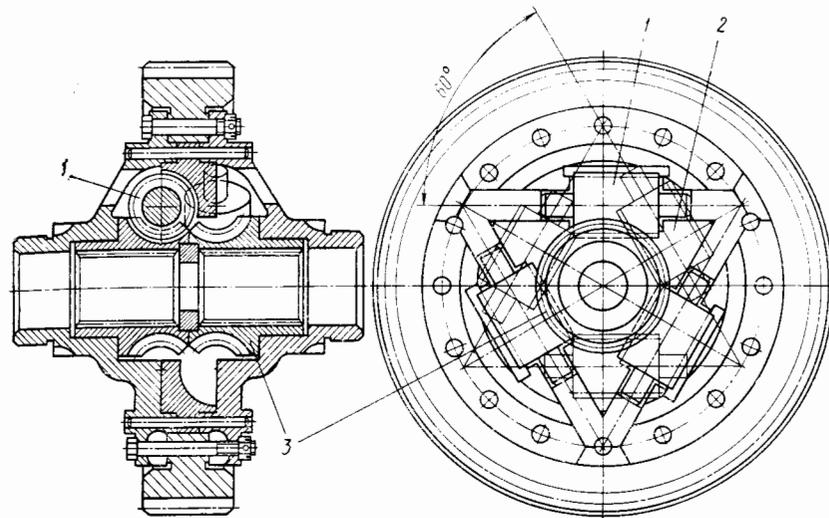


Рис. 50. Винтовой дифференциал (схема I)

сателлитов и непосредственное зацепление сателлитов 1 и 2 правого и левого рядов. Для обеспечения взаимно противоположного вращения полуосей сателлиты обоих рядов выполнены с одним и тем же направлением линии зуба. Делительный угол подъема линии зуба сателлита составляет 30° , а компоновочный угол между осями сателлитов 60° . Средней частью зубьев сателлиты зацепляются с зубьями полуосевых колес 3, а концами зубьев — со смежными сателлитами.

Попытку несколько упростить конструкцию винтового дифференциала представляет собой схема II на рис. 51. В отличие от предыдущего механизма связь между сателлитами 1 и 2 двух рядов осуществляется их прямоугольными венцами 3, выполненными на обоих концах каждого сателлита.

Кулачковые дифференциалы

Кулачковый дифференциал представляет собой плунжерно-кулачковый механизм, для которого справедливо основное уравнение кинематики дифференциала. Функцию водила выполняет сепаратор с плунжерами (толкателями), а двух других основных звеньев — кулачковые звездочки. Момент трения обусловлен трением скольжения плунжеров о сепаратор и поверхности кулачков.

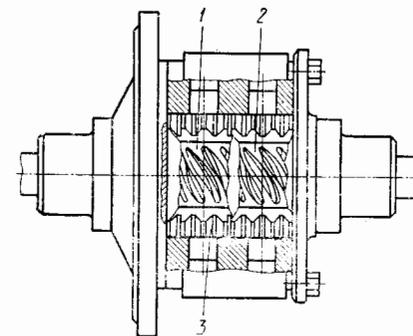


Рис. 51. Винтовой дифференциал (схема II)

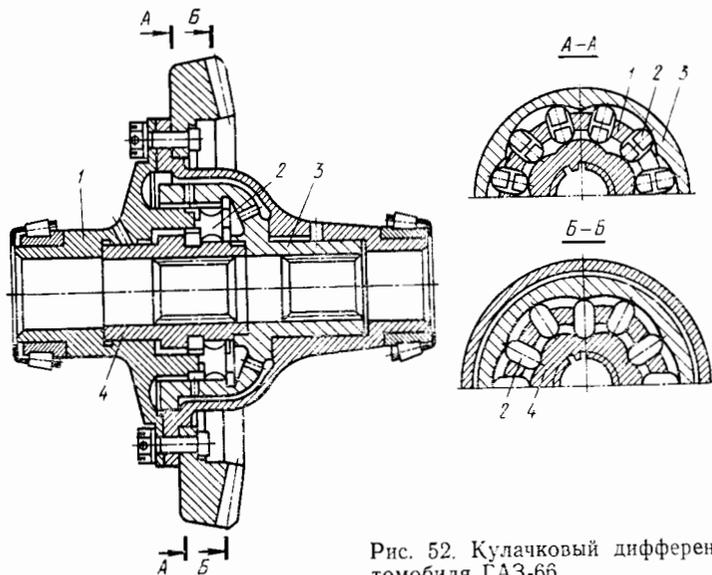


Рис. 52. Кулачковый дифференциал автомобиля ГАЗ-66

Кулачковый дифференциал автомобиля ГАЗ-66 (рис. 52) состоит из внутренней 4 и наружной 3 звездочек и двадцати четырех плунжеров 2, расположенных в радиальных отверстиях сепаратора 1 двумя рядами со сдвигом их по окружности на полшага. Сепаратор выполнен как одно целое с левой чашкой корпуса дифференциала. Плунжеры находятся в зацеплении с наружными кулачками внутренней звездочки и внутренними кулачками наружной звездочки. Звездочки соединены с выходными валами. На наружной звездочке равномерно расположены по окружности шесть кулачков, которые входят в зацепление с плунжерами обоих рядов. На внутренней звездочке предусмотрено два самостоятельных ряда кулачков; каждый ряд имеет шесть равномерно расположенных по окружности кулачков. Кулачки одного ряда смещены по окружности относительно кулачков другого ряда на полшага. Плунжеры в данном дифференциале выполняют функцию сателлитов. Если угловые скорости полуосей одинаковы, то плунжеры остаются неподвижными относительно сепаратора и звездочек; в противном случае, например при движении автомобиля на повороте, одна звездочка обгоняет ведущий сепаратор, а другая отстает от него. При этом сепаратор, опережая отстающую звездочку, заставляет плунжеры перемещаться в радиальном направлении по мере того, как они передвигаются по поверхности кулачков. Противоположные концы плунжеров действуют подобным образом на наклонные поверхности другой звездочки, заставляя ее вращаться с угловой скоростью большей, чем угловая скорость сепаратора.

Шесть плунжеров каждого ряда передают крутящий момент, а остальные шесть находятся на нерабочих поверхностях кулач-

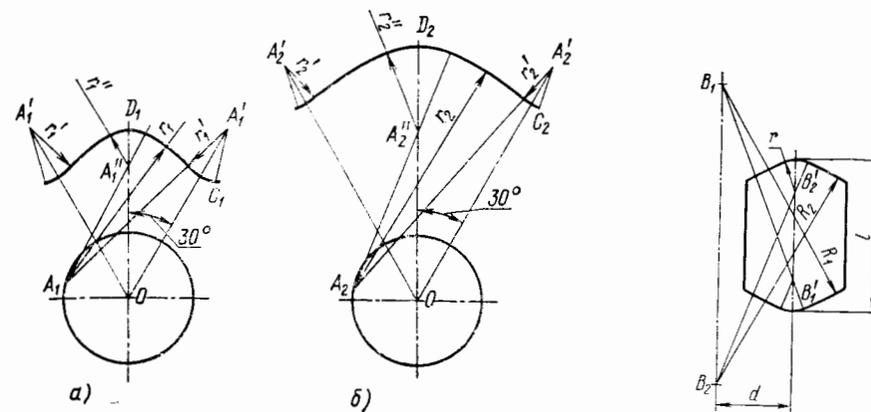


Рис. 53. Профиль кулачков звездочек: а — внутренней; б — наружной

Рис. 54. Профиль плунжера

ков. Работа одной группы плунжеров данного ряда чередуется с работой другого ряда. Таким образом, в обоих рядах в передаче крутящего момента участвуют двенадцать плунжеров. Только в тот момент, когда все двенадцать плунжеров одного ряда находятся в крайних положениях (во впадинах и на вершинах кулачков), вся нагрузка передается шестью плунжерами другого ряда.

Для упрощения технологии изготовления рабочие поверхности кулачков и плунжеров кулачковых дифференциалов выполняют по дугам окружностей. Профили кулачков, составленные из дуг окружностей, показаны на рис. 53. Оба профиля симметричны относительно прямых OD_1 и OD_2 . Профиль кулачка внутренней звездочки образован дугами окружностей с центрами в точках A_1, A'_1 и A''_1 , соответствующих радиусам r_1, r'_1 и r''_1 . Профиль кулачка на наружной звездочке образован дугами окружностей с центрами в точках A_2, A'_2 и A''_2 , соответствующих радиусам r_2, r'_2 и r''_2 . На рис. 54 показан профиль плунжера. Этот профиль симметричен относительно средней линии и образован дугами окружностей с центрами в точках B_1 и B_2 , соответствующих радиусам R_1 и R_2 (равными один другому) и r .

На рис. 55 изображен кулачковый механизм в положении, когда работают участки профилей звездочек, образованные дугами окружностей r_1 и r_2 , а плунжера — дугами окружностей R_1 и R_2 . Штриховой линией

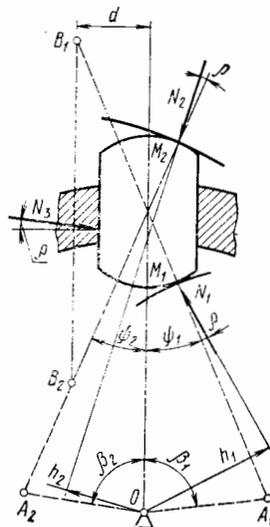


Рис. 55. Кулачковый механизм дифференциала

показан эквивалентный шестизвенник, отражающий кинематику кулачкового механизма дифференциала в этом положении.

Исследованиями установлено, что передаточное отношение кулачкового дифференциала при неподвижном сепараторе практически постоянно и равно -1 . Это означает, что при повороте одной звездочки относительно сепаратора на угол $\Delta\beta$ другая звездочка повернется на тот же угол в противоположном направлении. Задавшись углами β_1 и β_2 , определяющими положение эквивалентного шестизвенника, найдем углы давления, т. е.

$$\psi_1 = \arcsin \left(\frac{|OA_1| \sin \beta_1 + d}{r_1 + R_1} \right);$$

$$\psi_2 = \arcsin \left(\frac{|OA_2| \sin \beta_2 - d}{r_2 - R_2} \right).$$

При определении реакций в парах кулачкового дифференциала примем, что колесо, связанное жестко с внутренней звездочкой, вращается медленнее колеса, связанного с наружной звездочкой ($\omega_1 < \omega_2$).

Из схемы сил, действующих на плунжер, получим

$$\frac{N_1}{\cos(\psi_2 - 2\rho)} = \frac{N_2}{\cos(\psi_1 + 2\rho)} = \frac{N_3}{\sin(\psi_1 + \psi_2)},$$

где ρ — угол трения.

Моменты, передаваемые наружной и внутренней звездочками

$$M_1 = N_1 h_1 z; \quad M_2 = N_2 h_2 z,$$

где z — число рабочих кулачков на каждой звездочке.

Плечо

$$h_1 = r_{m1} \sin(\gamma_1 + \rho),$$

где

$$r_{m1} = |OM_1| = \sqrt{|OA_1|^2 + r_1^2 + 2|OA_1|r_1 \cos(\beta_1 + \psi_1)};$$

$$\gamma_1 = \arcsin[|OA_1| \sin(\beta_1 + \psi_1)/r_{m1}].$$

Плечо

$$h_2 = r_{m2} \sin(\gamma_2 - \rho),$$

где

$$r_{m2} = |OM_2| = \sqrt{|OA_2|^2 + r_2^2 + 2|OA_2|r_2 \cos(\beta_2 + \psi_2)};$$

$$\gamma_2 = \arcsin[|OA_2| \sin(\beta_2 + \psi_2)/r_{m2}].$$

Отношение моментов M_1/M_2 по определению есть коэффициент блокировки $K_{д1}$. После преобразования

$$K_{д1} = \frac{r_{m1} \cos(\psi_2 - 2\rho) \sin(\gamma_1 + \rho)}{r_{m2} \cos(\psi_1 + 2\rho) \sin(\gamma_2 - \rho)}. \quad (47)$$

Аналогично, для случая, когда ведущей является наружная звездочка ($\omega_2 < \omega_1$),

$$K_{д2} = \frac{r_{m2} \cos(\psi_1 - 2\rho) \sin(\gamma_2 + \rho)}{r_{m1} \cos(\psi_2 + 2\rho) \sin(\gamma_1 - \rho)}. \quad (48)$$

Анализируя формулы (47) и (48), видим, что во избежание полного заклинивания кулачкового механизма дифференциала необходимо соблюдать условия

$$\psi_1 + 2\rho < \pi/2; \quad \gamma_2 - \rho > 0; \quad \psi_2 + 2\rho < \pi/2; \quad \gamma_1 - \rho > 0.$$

Следует отметить, что $K_{д1} > K_{д2}$. Коэффициенты блокировки различаются тем в большей степени, чем больше длина плунжера и чем больше коэффициент трения. Для дифференциала автомобиля ГАЗ-66 в случае, когда работают только шесть плунжеров, при $\rho = 3,43^\circ$ имеем $K_{д1} = 3,1$; $K_{д2} = 2,1$. Так как при езде по обочине дороги обычно буксует правое ведущее колесо автомобиля, внутреннюю звездочку дифференциала следует жестко связывать с левым ведущим колесом аналогично соединению, предусмотренному на автомобиле ГАЗ-66. Кулачковые дифференциалы подобной конструкции фирма «Мак» (США) применяет на грузовых трехосных автомобилях как в качестве межколесных, так и в качестве промежуточных, межосевых.

Фирма «Цапрадфабрик» использует кулачковые дифференциалы, которые имеют один ряд плунжеров с неодинаковым числом кулачков на звездочках. Так, число кулачков наружной и внутренней звездочек одного из механизмов соответственно равно 13 и 11, а число плунжеров 8; теоретически наибольшее возможное число плунжеров равно сумме чисел кулачков двух звездочек. В реальных конструкциях таких дифференциалов число плунжеров меньше теоретического и может быть равным любому значению делителя. Малое число плунжеров (в 3 раза меньше, чем у дифференциала автомобиля ГАЗ-66) оказывает отрицательное влияние на срок службы дифференциала из-за более высокого давления в контакте плунжеров с кулачками.

Дифференциалы с переменным коэффициентом блокировки

Выше были рассмотрены дифференциалы повышенного трения с постоянным расчетным коэффициентом блокировки. В настоящее время распространение получили дифференциалы, блокирующие свойства которых определяются не только их геометрическими параметрами, но и эксплуатационными факторами. Одну из групп таких механизмов составляют дифференциалы с муфтами постоянного момента трения. В этих дифференциалах (рис. 56) применяются дисковые муфты трения, сжимаемые постоянными усилиями пружин. Муфты расположены за полуосевыми зубчатыми колесами. Они обеспечивают фрикционную связь между корпусом дифференциала и двумя выходными валами механизма. Муфты сжимаются только усилиями пружин, что обеспечивает постоянство

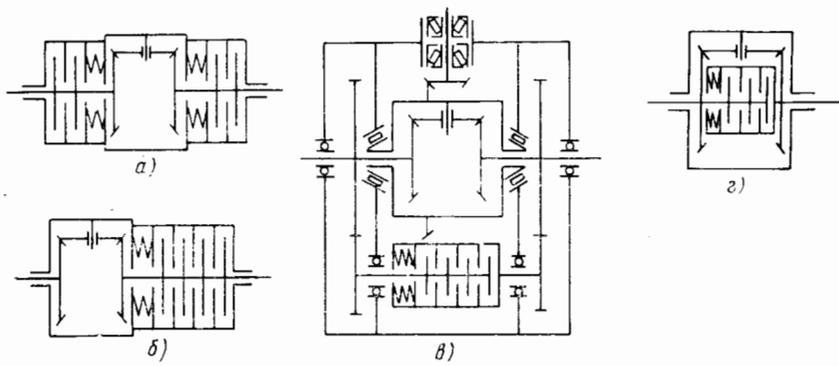


Рис. 56. Схемы дифференциалов с муфтами постоянного момента трения:

а — две муфты между корпусом и полуосевыми колесами; б — одна муфта между корпусом и полуосевым колесом; в и г — одна муфта между выходными валами (соответственно внешнее и внутреннее расположение)

момента основного трения в дифференциале M_r , равному сумме моментов обеих муфт:

$$M_r = 2M_m.$$

Определим коэффициент блокировки дифференциала от действия двух муфт. При этом для большей наглядности и простоты не будем учитывать незначительное трение сателлитов о корпус и крестовину, полуосевых колес о корпус и т. д. Тогда

$$K_d = (M_0 + 2M_m) / (M_0 - 2M_m). \quad (49)$$

В выражении (49) $M_m = \text{const}$, а M_0 имеет переменное значение. В результате коэффициент блокировки K_d — величина переменная, зависящая от крутящего момента M_0 . С увеличением момента M_0 коэффициент блокировки K_d уменьшается; момент M_0 зависит также и от тяговой нагрузки, определяемой как загрузкой машины, так и дорожно-цепными условиями.

На рис. 56, б показана схема дифференциала, один из выходных валов которого связан с корпусом многодисковой фрикционной муфтой. Диски нагружены постоянным осевым усилием, которое создается пружинами. Несмотря на то, что дифференциал выполнен с одной муфтой, его момент трения не зависит от того, какой выходной вал является забегающим. Так, если отстающим является вал со стороны муфты, и на забегающий выходной вал дифференциала передается от полуосевого колеса момент M' , то на отстающий выходной вал передается такой же момент от другого полуосевого колеса и момент от муфты M_m (трение сателлитов о корпус и крестовину, полуосевых колес о корпус, как и выше, не учитываем). Таким образом, $M'' = M' + M_m$, откуда $M_m = M'' - M'$.

Если отстают вал, расположенный со стороны, противоположной фрикционной муфте, то момент на отстающем выходном валу обу-

словлен моментом, передаваемым от полуосевого колеса. Такой же момент передается и на забегающий выходной вал, но из него будет вычитаться момент M_m . Поэтому $M' = M'' - M_m$; $M_m = M'' - M'$.

Так как момент трения дифференциала равен M_m , то коэффициент блокировки

$$K_d = (M_0 + M_m) / (M_0 - M_m). \quad (50)$$

На рис. 57, в приведена схема дифференциала, в которой дисковая муфта с постоянным моментом трения M_m включена между выходными валами с помощью внешней связи. Для такого механизма момент основного трения с учетом передаточного числа $u_{ц}$ цилиндрической пары зубчатых колес равен $M_{муц}$ и моменты на него выходных валов при срабатывании (без учета неосновного трения)

$$M'' = 0,5M_0 + M_{муц} \quad \text{и} \quad M' = 0,5M_0 - M_{муц}.$$

Перераспределение моментов между выходными валами дифференциала можно характеризовать коэффициентом блокировки

$$K_d = (M_0 + 2M_{муц}) / (M_0 - 2M_{муц}). \quad (51)$$

Из сопоставления формул (50) и (51) видно, что для обеспечения одинаковых значений K_d момент трения муфты дифференциала (рис. 56, в) может быть в $2u_{ц}$ раз меньше, чем момент трения муфты дифференциала (рис. 56, б).

Включение муфты между выходными валами дифференциала может быть осуществлено и с помощью внутренней связи (рис. 56, г). В этом случае момент основного трения равен моменту в муфте M_m , а коэффициент блокировки

$$K_d = (M_0 + 2M_m) / (M_0 - 2M_m).$$

Это выражение в основном идентично выражению (51) [отсутствует член, учитывающий влияние внешней зубчатой передачи ($u_{ц}$)].

Таким образом, для дифференциалов с муфтами постоянного момента трения выражение для определения коэффициента блокировки в общем виде

$$K_d = (M_0 + C) / (M_0 - C), \quad (52)$$

где C — постоянная, характерная для данного механизма. Графическая интерпретация зависимости (52) приведена на рис. 57.

В настоящее время распространение получили дифференциалы повышенного трения с переменным коэффициентом блокировки, в которых с увеличением тяговой нагрузки момент трения снижается. Отсюда и название этих механизмов — дифференциалы с убывающим моментом трения.

Конструктивная схема дифференциала с конусными муфтами показана на рис. 58. Дифференциал имеет две конусные муфты 1 трения, которые сжаты тарельчатыми пружинами 2. Наибольший

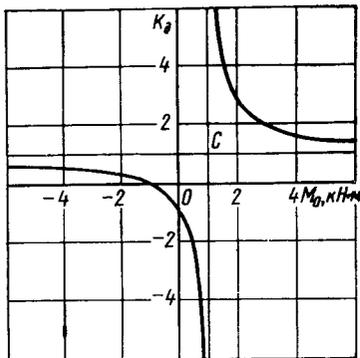


Рис. 57. Зависимость коэффициента блокировки K_d от момента M_0 дифференциала с муфтами постоянного момента трения

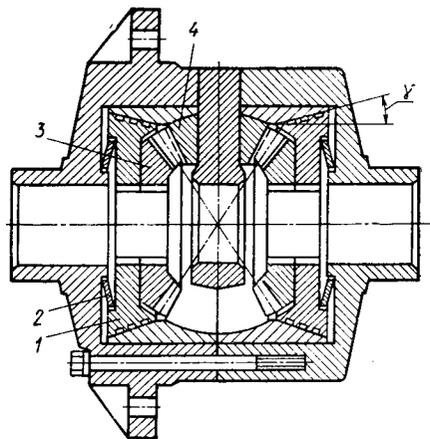


Рис. 58. Дифференциал с конусными муфтами

момент трения в этом механизме отмечается при отсутствии крутящего момента M_0 на корпусе. С возрастанием M_0 возникающие осевые силы конического зацепления противодействуют усилиям пружин и тем самым снижают моменты трения в конусных муфтах. При некотором значении M_0 усилия тарельчатых пружин уравновешиваются осевыми силами в зацеплении зубчатых колес 3 и 4, а основное трение в муфте равно нулю. В этом случае механизм работает как обычный конический дифференциал. Недостатком дифференциала является использование конусных муфт трения, которые по своим характеристикам уступают дисковым муфтам.

Из рисунка также видно, что при работе дифференциала тарельчатые пружины скользят по опорным поверхностям (корпусу и конусу муфты трения), что вызывает повышенный износ деталей, снижение сил сжатия пружины и блокирующих свойств дифференциала, так как усилие тарельчатых пружин обусловлено изменением их деформации.

Степень сжатия пружин также зависит от изменения размеров деталей дифференциала ввиду наличия допусков на их изготовление. Только уменьшение диаметральных размеров конусной муфты на 0,1 мм при $\gamma = 15^\circ$ вызывает ее осевое перемещение в сторону зубчатого колеса до 0,2 мм и снижение силы сжатия пружины до 35 % от ее первоначального заданного значения.

На рис. 59 показана конструктивная схема дифференциала, блокирующие свойства которого обеспечиваются дисковыми фрикционными муфтами. Корпус дифференциала образован двумя чашками, каждая из которых состоит из двух соединенных между собой деталей 1 и 2; между последними заключены муфты 3 трения, сжатые тарельчатыми пружинами 4. Таким образом, предвари-

тельно собранные чашки являются подузлами одного узла — дифференциала. После сборки чашек дальнейшая сборка механизма осуществляется как сборка обычного конического дифференциала. Рассмотренная конструкция дифференциала позволяет более точно задавать усилия сжатия дисков, которые зависят в основном от точности выполнения четырех линейных размеров чашек дифференциала и муфт трения. При этом обеспечивается возможность контроля сжатия пружин в процессе сборки механизма, что позволяет с помощью регулировочных прокладок компенсировать неточности изготовления и обеспечить необходимую стабильность свойств дифференциала.

Крайние диски муфт трения, в которые упираются тарельчатые пружины, имеют меньший внутренний диаметр по сравнению с остальными дисками. На эти диски опираются ступицы полуосевых зубчатых колес. Связь корпуса дифференциала и крайних дисков муфт посредством шлицев исключает скольжение пружин относительно этих деталей, в результате чего уменьшается их износ.

Основное трение в дифференциале (рис. 59) при отсутствии момента M_0 характеризуется начальным моментом трения

$$M_{тн} = 2\mu Q_n r_m i_m, \quad (53)$$

где Q_n — усилие предварительного сжатия пружины одной муфты; i_m — число пар трения в одной муфте.

Обозначив $H = 2Q_n r_m i_m$, имеем

$$M_{тн} = \mu H. \quad (54)$$

При подведении к корпусу механизма крутящего момента в зубчатом зацеплении возникают силы Q_0 , действующие противоположно усилиям пружин Q_n . Поэтому степень сжатия муфт уменьшается, и диски каждой муфты будут сжиматься усилием, равным разности Q_n и Q_0 . Момент трения в текущем тяговом режиме

$$M_t = 2(Q_n - Q_0)\mu r_m i_m. \quad (55)$$

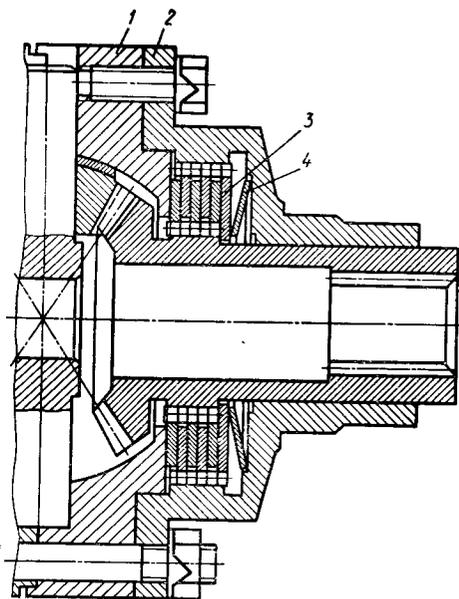


Рис. 59. Дифференциал с дисковыми муфтами

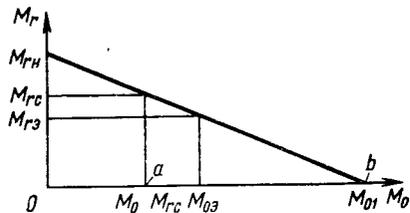


Рис. 60. Зависимость момента трения M_r дифференциала с убывающим моментом трения от момента M_0 на его корпусе

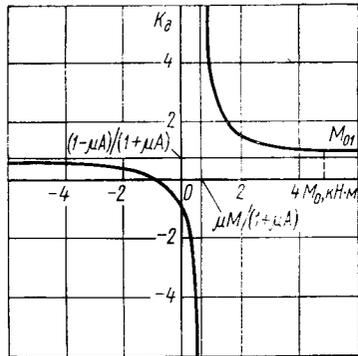


Рис. 61. Зависимость коэффициента блокировки K_d дифференциала с убывающим моментом трения от момента M_0 на его корпусе

Выражая Q_0 через геометрические параметры дифференциала и тяговый момент [см. формулу (4)] с учетом выражения (54), преобразуем выражение (55) к виду

$$M_r = \mu H - \mu A M_0, \quad (56)$$

где

$$A = (r_{mi}/r_n) \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c.$$

Графическое изображение зависимости (56) приведено на рис. 60.

Несмотря на то, что максимальный момент трения определяется выражением (53), он никогда не реализуется. Это означает невозможность относительного вращения выходных валов механизма при обоих положительных моментах.

Максимальный момент трения M_{rc} , при котором срабатывает дифференциал, можно определить из условия, что момент на забегающем валу $M' = 0$, а следовательно, $M_{rc} = M'' = M_0$. Тогда из выражения (56)

$$M_{rc} = M_{rn} / (1 + \mu A) = \mu H / (1 + \mu A). \quad (57)$$

Таким образом, зона возможного дифференциального эффекта лежит правее точки a , соответствующей $M_0 = M_{rc}$. Срабатывание дифференциала левее указанной точки a возможно только при появлении на забегающей полуоси отрицательного момента.

Приравняв правую часть уравнения (56) нулю, определим значение тяговой нагрузки $M_0 = M_{01}$, при которой дифференциал повышенного трения выходит на режим работы обычного дифференциала (точка b на рис. 60):

$$M_{01} = H/A. \quad (58)$$

Формулы (54), (56) — (58) указывают на связь геометрических параметров дифференциала с его эксплуатационными характери-

стиками — моментом внутреннего трения и крутящим моментом M_0 .

Определим выражение для расчета коэффициента блокировки дифференциала K_d . После подстановки (56) в общую формулу K_d и соответствующих преобразований с учетом только основного трения получим

$$K_d = \frac{(1 - \mu A) M_0 + \mu H}{(1 + \mu A) M_0 - \mu H}. \quad (59)$$

Формула (59) связывает блокирующие свойства дифференциала, оцениваемые K_d , с его геометрическими параметрами A и H и моментом M_0 . Графическое изображение зависимости (59) приведено на рис. 61. Положение асимптот на графике зависит от геометрических параметров дифференциала A и H , изменением которых можно менять положение асимптот и соответственно коэффициент блокировки. Например, сдвигая вертикальную асимптоту влево, можно уменьшить зону тяговых нагрузок, лежащих левее точки a (см. рис. 60) и соответствующих срабатыванию дифференциала только при приложении к забегающей полуоси отрицательного момента.

Коэффициент блокировки дифференциалов с убывающим моментом трения является переменной величиной и поэтому несколько неудобен в расчетах, хотя и наглядно иллюстрирует перераспределение крутящих моментов между полуосями дифференциала. При проектировании для получения дифференциала с необходимыми блокирующими свойствами обычно вводят постоянный по своему численному значению параметр, который назовем удельным начальным моментом трения.

$$K_{дн} = M_{rn} / M_{01} = \mu A. \quad (60)$$

С учетом линейности характеристики $M_r = f(M_0)$ из подобия треугольников

$$K_{дн} = M_{rз} / (M_{01} - M_{0э}), \quad (61)$$

где $M_{0э}$ — тяговый момент на корпусе дифференциала на основном эксплуатационном режиме работы машины; $M_{rз}$ — момент трения, соответствующий этому режиму работы.

Разделив числитель и знаменатель выражения (61) на $M_{0э}$, получим

$$K_{дн} = (M_{rз} / M_{0э}) / [(M_{01} / M_{0э}) - 1],$$

где отношение $M_{rз} / M_{0э} = K_r$ — удельный момент трения дифференциала, взятый в рассматриваемом случае для основного эксплуатационного режима движения.

Если полагать, что вертикальная нагрузка на колеса моста постоянная и радиусы качения колес в ведомом режиме равны, то $M_{01} / M_{0э} = \varphi_{01} / \varphi_{0э}$. Окончательно

$$K_{дн} = K_r / (\varphi_{01} / \varphi_{0э} - 1), \quad (62)$$

где φ_{01} и φ_{02} — соответствующие моментам M_{01} и M_{02} реализуемые коэффициенты сцепления, значения которых выбирают из условий эксплуатации проектируемой машины.

Удельный момент трения K_r в формуле (62) определяет блокирующие свойства дифференциала на основном эксплуатационном режиме машины. Его значением следует задаваться исходя из конструктивных особенностей машины, ее назначения и условий эксплуатации. Так, если для обеспечения высоких тягово-сцепных свойств внедорожной машины принять $K_r = 0,5 \div 0,6$, то этим значением K_r соответствует коэффициент блокировки $K_d = 3 \div 4$ на основном эксплуатационном режиме.

Для сохранения устойчивости прямолинейного движения дорожного автомобиля «Москвич-412» при потере сцепления одним колесом с ростом M_0 оптимальное значение коэффициента блокировки K_d дифференциала с убывающим моментом должно уменьшиться от 2,6 до 1,5. Этим K_d соответствуют значения $K_r = 0,44 \div 0,2$, которые можно использовать при расчетах по формуле (62) в ходе проектирования дифференциала.

Задав значениями K_r , φ_{01} и φ_{02} , по формуле (62) можно определить $K_{дн}$ и затем рассчитать все расчетные выше характеристики блокирующих свойств дифференциала, а также обеспечивающие эти свойства конструктивные параметры A и H .

Таким образом, основным критерием блокирующих свойств дифференциала с убывающим моментом трения, кроме коэффициента блокировки, следует считать: удельный начальный момент трения, характеризующий степень уменьшения момента трения в данном механизме, определяемый по формуле (62). Использование такого параметра позволяет на стадии проектирования дифференциала обеспечить необходимые блокирующие свойства.

Необходимо отметить, что если при схожести внешних характеристик дифференциалов с убывающим моментом трения (рис. 61) и дифференциалов с муфтами постоянного момента трения (рис. 57) их влияние на тяговые свойства машин примерно одинаково, то на момент сопротивления повороту оно различно.

Для подтверждения этого определим моменты сопротивления повороту ведущего моста с такими дифференциалами:

$$M_c = 0,5B(P_k'' - P_k') = (0,5B/r_{к0})(M'' - M'),$$

где B — колея моста; P_k'' и P_k' — тяговые усилия внутреннего и наружного колес; $r_{к0}$ — радиус качения колеса в ведомом режиме.

Из соотношения $M_0 = M'' + M'$ и общей формулы для коэффициента блокировки $K_d = M''/M'$ имеем

$$\begin{aligned} M'' &= [K_d / (K_d + 1)] M_0; \\ M' &= [1 / (K_d + 1)] M_0. \end{aligned}$$

Подставив значения M'' и M' в формулу для M_c , с учетом выражений (52) и (59) получим для дифференциалов с муфтами постоянного момента трения

$$M_{сн} = 0,5B(C/r_{к0});$$

для дифференциалов с убывающим моментом трения

$$M_{сн} = \frac{0,5B}{r_{к0}}(\mu H - 0,5\mu A M_0).$$

Очевидно, что момент $M_{сн}$ постоянен и не зависит от тяговой нагрузки, а $M_{сн}$ уменьшается с ростом крутящего момента M_0 . Это необходимо учитывать при выборе типа дифференциала для проектируемой машины.

Испытания автомобиля «Москвич-412» с дифференциалом, в котором внутреннее трение уменьшается с ростом M_0 , показали, что такой дифференциал улучшает тягово-скоростные свойства автомобиля, автомобиль мог трогаться с места при одном вывешенном ведущем колесе. Такая характеристика дифференциала позволяет автомобилю двигаться с большой скоростью при поворотах на подъемах, так как возрастающая при этом тяговая нагрузка на ведущих колесах снижает блокирующие свойства дифференциала и соответственно момент сопротивления повороту.

Использование таких дифференциалов в ведущих мостах тракторов не всегда целесообразно, так как тракторы обычно работают с высокими тяговыми нагрузками и блокирующие свойства дифференциала необходимы именно на этих режимах движения (например, на пахоте, когда трактор движется колесами одного борта в борозде и сцепные условия колес различны). Дифференциал с убывающим трением не обеспечит в этих условиях необходимых тягово-сцепных свойств трактора.

К дифференциалам повышенного трения с переменным K_d можно также отнести механизмы смешанного типа, сочетающие в своей характеристике элементы характеристик дифференциалов с постоянным расчетным коэффициентом блокировки, с убывающим и постоянным моментами трения.

Рассмотрим конструктивную схему одного из таких дифференциалов (рис. 62). Муфты трения 1 дифференциала сжаты пружинами 2 и при помощи специальных вставок 3 установлены в корпусе 4. До тех пор, пока осевые усилия в зацеплении зубчатых колес, значения которых зависят от M_0 , меньше сил сжатия пружин, фрикционные муфты передают момент трения, создаваемый только силами пружин. При этом механизм обладает характеристикой дифференциала с муфтами постоянного момента трения. При достижении моментом M_0 значения M_1 и при дальнейшем его росте осевые силы в зацеплении превышают значения усилий пружин и сжимают фрикционные муфты. В этом случае механизм работает как дифференциал с постоянным расчетным коэффициентом блокировки K_d . Поэтому формула для определения K_d при $M_0 \leq M_1$ примет вид

$$K_d = (M_0 + C) / (M_0 - C), \quad (63)$$

где $C = 2\mu Q_n r_{нi_m}$ (Q_n — усилие пружины).

При $M_0 > M_1$

$$K_d = (1 + \mu A) / (1 - \mu A), \quad (64)$$

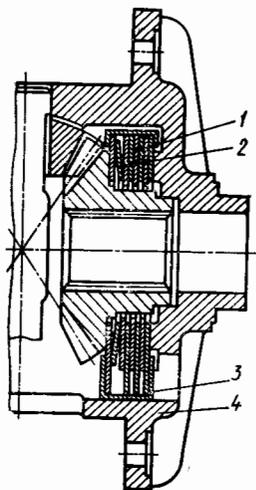
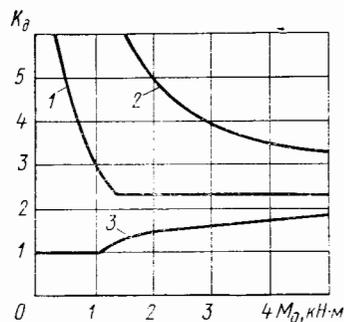


Рис. 62. Дифференциал повышенного трения смешанного типа

Рис. 63. Зависимости коэффициента блокировки K_d от момента M_0 дифференциалов смешанного типа



где

$$A = (r_{M1}/r_n) \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c.$$

На рис. 63 (кривая 1) показано изменение K_d , рассчитанного по формулам (63) и (64).

Если зависимость момента трения M_T от момента M_0 дифференциала смешанного типа линейно-возрастающая, причем $M_T \neq 0$ при $M_0 = 0$, то

$$K_d = \frac{(1 + \mu A) M_0 + \mu C}{(1 - \mu A) M_0 - \mu C}. \quad (65)$$

В случаях, когда зависимость $M_2 = j(M_0)$ линейно-возрастающая при M_0 , больших M_2 , то

$$K_d = \begin{cases} 1 & \text{при } M_0 \leq M_2; \\ \frac{(1 + \mu A) M_0 - \mu C}{(1 - \mu A) M_0 + \mu C} & \text{при } M_0 > M_2, \end{cases} \quad (66)$$

где C и A определяются, как и в формулах (63) и (64). Отметим, что в формуле (66) $K_d = 1$ при $M_0 \leq M_2$, поскольку в этом случае трение в муфтах отсутствует, а трение в остальных элементах не учитывается.

По результатам расчетов с использованием выражений (65) и (66) построены кривые 2 и 3 на рис. 63.

Кроме рассмотренных трех типовых имеются другие схемы дифференциалов смешанного типа. Формулы для расчета их коэффициентов блокировки могут быть получены аналогично рассмотренным. Разнообразие конструкций дифференциалов смешанного типа объясняется назначением и особенностями условий эксплуатации машин, для которых эти механизмы предназначены, а так-

же сложившимися традициями конструирования. В рассмотренных дифференциалах коэффициент блокировки K_d изменяется в зависимости от подведенного к корпусу момента M_0 .

Распространение получили и дифференциалы, коэффициент блокировки которых зависит от разности угловых скоростей их выходных валов. К ним относятся и дифференциалы с гидравлическим сопротивлением.

Принцип работы этих механизмов заключается в следующем. Между двумя звеньями дифференциала включается масляный насос (шестеренчатый, плунжерный, лопастный и т. п.). С одним звеном дифференциала связан ведущий вал, с другим — корпус насоса. При относительном вращении звеньев дифференциала наблюдается относительное вращение вала и корпуса насоса. Насос прокачивает масло через отверстия, имеющие малый диаметр. Сопротивление отверстия прокачиванию масла вызывает нагрузочный момент на валу насоса и такой же реактивный момент на корпусе насоса. Эти моменты создают перераспределение крутящих моментов на полуосях дифференциала.

На рис. 64 показана конструктивная схема дифференциала с гидравлическим сопротивлением, в которой блокирующий плунжерный насос включен между выходным валом и корпусом. Одна из чашек 4 дифференциала выполнена в виде блока цилиндров и имеет радиальные отверстия a , в которых расположены плунжеры 3. На шлицы выходного вала 2 насажена кулачковая звездочка 1. Плунжеры прижаты к кулачкам пружинами 5. В плунжере 3 установлено клапанное устройство с калиброванным отверстием b , предназначенным для выпуска сжимаемой жидкости. В блоке цилиндров предусмотрены впускные отверстия b с клапанами, через которые жидкость из корпуса дифференциала попадает в полость цилиндров.

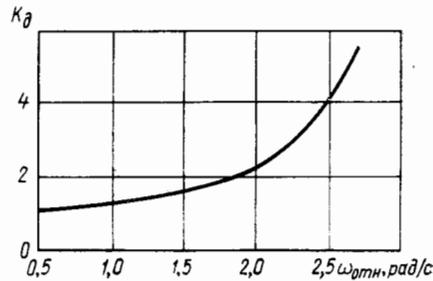
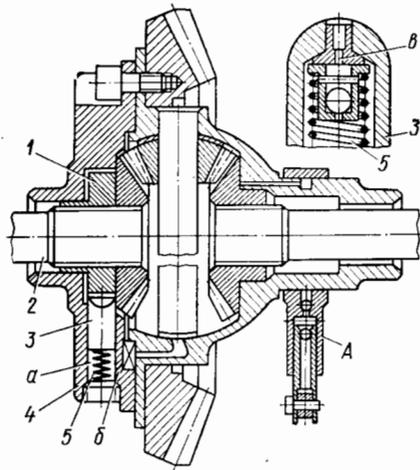
Специальное устройство A обеспечивает постоянную подачу масла внутрь корпуса дифференциала. При прямом движении и отсутствии раздельного буксования колес плунжерный насос не работает. При вращении колес с различными угловыми скоростями (раздельное буксование колес, поворот машины) кулачки последовательно набегают на плунжеры, которые, двигаясь в радиальном направлении, проталкивают жидкость через калиброванные отверстия b . Повышенное давление жидкости приводит к возрастанию окружных сил в точках взаимодействия кулачков и плунжеров, что создает дополнительные моменты на выходном валу и корпусе дифференциала, равные по величине и противоположные по знаку.

Определим коэффициент блокировки дифференциала. Известно, что сопротивление протеканию жидкости через отверстие пропорционально квадрату потока жидкости, который пропорционален относительной угловой скорости $\omega_{отн}$ вала и корпуса насоса. Сопротивление протеканию жидкости в данном случае удобно выразить через крутящий момент M_n на валу и корпусе насоса, т. е.

$$M_n = a \omega_{отн}^2,$$

Рис. 64. Дифференциал с гидравлическим сопротивлением

Рис. 65. Зависимость коэффициента блокировки K_d от относительной скорости выходных валов дифференциала с гидравлическим сопротивлением



где a — постоянная величина для данного насоса, определяемая расчетным путем в каждом отдельном случае.

Так как насос включен между одной полуосью и корпусом дифференциала, то

$$\omega_{отн} = \omega' - \omega_0 = 0,5(\omega' - \omega'')$$

и

$$K_d = \frac{M_0 + M_H}{M_0 - M_H} = \frac{M_0 + a\omega_{отн}^2}{M_0 - a\omega_{отн}^2} = \frac{M_0 + 0,25a(\omega' - \omega'')^2}{M_0 - 0,25a(\omega' - \omega'')^2}, \quad (67)$$

где ω' и ω'' — угловые скорости забегающего и отстающего выходных валов дифференциала.

Если насос включен между двумя полуосями с помощью внешней связи, аналогично механизму рис. 56, в, то

$$\omega_{отн} = \omega'_H - \omega''_H = u_{ц}(\omega' - \omega'')$$

и

$$K_d = \frac{M_0 + 2u_{ц}M_H}{M_0 - 2u_{ц}M_H} = \frac{M_0 + 2au_{ц}^3(\omega' - \omega'')^2}{M_0 - 2au_{ц}^3(\omega' - \omega'')^2},$$

где ω'_H и ω''_H — угловые скорости вала и корпуса насоса соответственно забегающего и отстающего выходных валов.

На рис. 65 дан примерный график увеличения коэффициента блокировки по формуле (67) дифференциала с гидравлическим сопротивлением с ростом $\omega_{отн}$.

Необходимо отметить, что малые значения $\omega_{отн}$ звеньев на режиме поворота не создают высоких блокирующих свойств в дифференциалах с гидравлическим сопротивлением. Поэтому в плоскости дороги практически не возникает препятствующий повороту момент от перераспределения тяговых сил между колесами моста.

В то же время вследствие повышенных значений $\omega_{отн}$ при буксовании отдельных колес создается необходимое перераспределение моментов между колесами, что обеспечивает повышенную проходимость колесных машин при движении по бездорожью.

Если использование этих механизмов на легких быстроходных колесных машинах обосновано, то применение их на тяжелых машинах высокой проходимости вряд ли целесообразно, так как численные значения $\omega_{отн}$ при раздельном буксовании колес на низших передачах незначительно отличаются от $\omega_{отн}$ при поворотах машины с повышенными скоростями движения.

Дифференциалы с гидравлическим сопротивлением, очевидно, неприемлемы для сельскохозяйственных тракторов и землеройных машин, в процессе эксплуатации которых наблюдается длительное относительное вращение колес вследствие неодинакового их буксования при работе на мягких грунтах, причем значения $\omega_{отн}$ невелики, например, на пахоте, когда колеса одного борта движутся в борозде, а другого — по стерне.

Колебательные процессы в конических дифференциалах с дисковыми муфтами

Опыт эксплуатации дифференциалов повышенного трения показывает, что в некоторых случаях наблюдаются преждевременное изнашивание в местах контактов корпуса с дисками муфт, сателлитов с пальцами, задиры поверхностей трения дисков и т. п. Отмечается пульсация крутящих моментов на выходных валах и соответственно нестабильность коэффициента блокировки K_d , а также падение K_d . Причины отмеченных явлений раскрыты не полностью.

Как показали исследования, одной из основных причин указанных недостатков дифференциалов повышенного трения, созданных на основе простых конических дифференциалов, является колебательный характер суммарных осевых сил зацеплений сателлитов и полуосевых колес. Закономерности изменения суммарных осевых сил зацеплений конических дифференциалов с различными сочетаниями чисел зубьев z_c сателлитов и z_n полуосевых колес были рассмотрены выше.

В результате возрастания суммарных осевых сил зацеплений повышается давление на дисках муфт дифференциалов, что увеличивает вероятность возникновения на них задиров. Например, расчетное максимальное давление, обусловленное силами конического зацепления на дисковых муфтах дифференциала повышенного трения трактора МТЗ-82 (см. рис. 10), в 1,69 раза превышает давление, определяемое осевыми силами [см. формулу (4)].

Так как закономерности изменения осевых сил определяются соотношениями чисел зубьев z_c и z_n , то и изменения коэффициента блокировки K_d также зависят от этих соотношений.

Определим K_d дифференциалов повышенного трения, у которых сжатие фрикционных муфт осуществляется силами конических

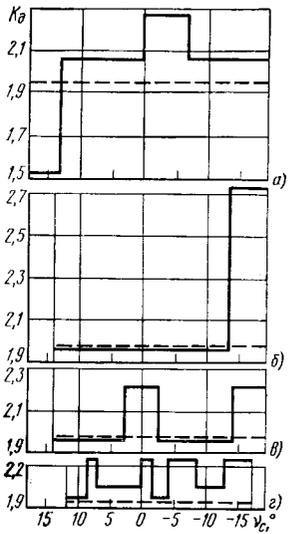


Рис. 66. Коэффициенты блокировки K_d дифференциалов повышенного трения с коническими зацеплениями разных групп: а — группа I; б — группа II; в — группа III; г — группа IV

зацеплений сателлитов и полуосевых колес с различными сочетаниями их чисел зубьев.

Моменты муфт трения

$$M_m'' = \mu Q_{ол} r_m i_m; \quad M_m' = \mu Q_{оп} r_m i_m,$$

или

$$M_m'' = \mu r_m i_m \frac{M_0}{8r_n} A; \quad M_m' = \mu r_m i_m \frac{M_0}{8r_n} B,$$

где A и B — ординаты суммарных удельных сил

$$(8r_n/M_0) Q_{ол} \text{ и } (8r_n/M_0) Q_{оп}$$

дифференциалов с различными сочетаниями чисел зубьев z_c и z_n .

Учитывая только моменты трения M_m'' и M_m' в муфтах дифференциала на основании формулы для K_d получим

$$K_d = [1 + (8r_n/M_0) (A+B) \mu] / [1 - (8r_n/M_0) (A+B) \mu]. \quad (68)$$

На рис. 66 приведены результаты расчетов K_d по формуле (68) для четырех дифференциалов с различными сочетаниями чисел зубьев полуосевых колес и сателлитов. Сочетания z_n и z_c этих дифференциалов повышенного трения приняты такими же, как и сочетания z_n и z_c дифференциалов машин, кривые изменения осевых сил которых приведены на рис. 10, 11, 14 и 16. Изменения осевых сил определяют ступенчатый характер коэффициента блокировки K_d . Изменения коэффициента блокировки характеризуем коэффициентами

$$K_{б1} = K_{d \max} / K_d; \quad K_{б2} = K_{d \max} / K_{d \min}, \quad (69)$$

где $K_{d \max}$ и $K_{d \min}$ — экстремальные значения коэффициента блокировки из рис. 66; K_d — значение коэффициента блокировки, подсчитанное без учета колебательных процессов.

Значения $K_{б1}$ и $K_{б2}$ групп дифференциалов с различным сочетанием z_n и z_c приведены ниже.

Кoeffициент	K_d	$K_{б1}$	$K_{б2}$
I	1,94	1,170	1,500
II	1,96	1,382	1,383
III	1,98	1,130	1,150
IV	1,97	1,185	1,180

Рассмотрим внутренние силовые процессы дифференциалов повышенного трения, имеющих дополнительные блокирующие уст-

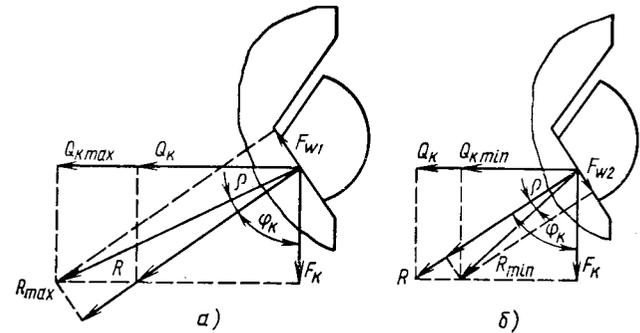


Рис. 67. Усилия, действующие на паз корпуса со стороны пальца сателлитов

ройства. Усилия дополнительных блокирующих устройств также оказывают влияние на изменение силовых процессов в дифференциалах повышенного трения и их работоспособность. При эксплуатации тракторов МТЗ-82 в ряде случаев отмечались износы рабочих поверхностей пазов корпуса в местах контакта с пальцами сателлитов при допустимом расчетном давлении. Это указывает на повышенное фактическое давление.

В процессе исследования блокирующих свойств подобных дифференциалов отмечено, что осевые силы дополнительных блокирующих устройств имеют колебательный характер. В результате многократных испытаний установлено, что причиной этого явления является нестабильная, переменная толщина пакетных дисков. При их относительном скольжении толщина пакета изменяется от некоторого минимального до максимального значения. Это объясняется тем, что диски трения обладают определенной неплоскостностью.

Колебания толщины пакета дисков обуславливают циклическое скольжение пальцев сателлитов по плоскости пазов корпуса. Последнее, с учетом трения, приводит к циклическому изменению осевых сил в контактах пальцев сателлитов и корпуса. При возрастании толщины пакета дисков осевая сила Q_k увеличивается до значения $Q_{k \max}$ (рис. 67, а), при котором результирующее усилие отклонится на угол трения от нормали к рабочей поверхности паза, и сила F_{w1} будет равна силе трения покоя в контакте пальца сателлитов с пазом корпуса. Аналогичным образом изменяются осевые силы при уменьшении толщины пакета дисков (рис. 67, б). При относительном скольжении дисков максимальное и минимальное значения осевой силы необходимо определять по формулам

$$Q_{k \max} = \frac{M_0}{4r_k} \operatorname{tg}(\varphi_k + \rho);$$

$$Q_{k \min} = \frac{M_0}{4r_k} \operatorname{tg}(\varphi_k - \rho).$$

(70)

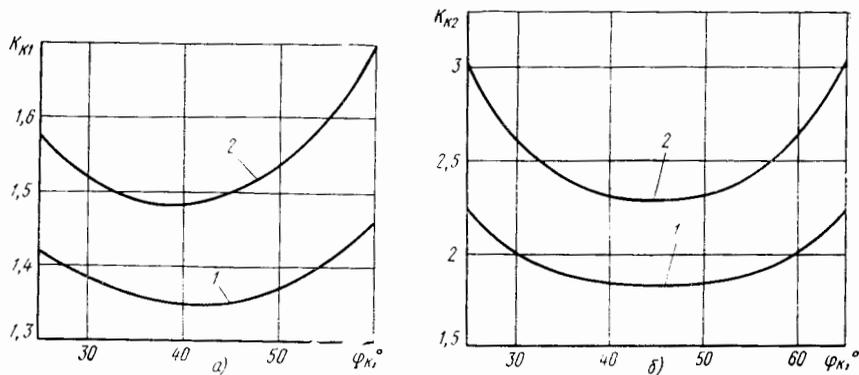


Рис. 68. Коэффициенты изменения осевых усилий в контакте пальцев сателлитов и пазов корпуса:

а — K_{K1} ; б — K_{K2} ; 1 — при $\mu_n = 0,15$; 2 — при $\mu_n = 0,20$

Без учета сил трения

$$Q_K = \frac{M_0}{4r_K} \operatorname{tg} \varphi_K \quad (71)$$

Колебания осевых сил, вызываемые неплоскостью дисков муфт, можно оценить коэффициентами, характеризующими степень изменения осевых сил,

$$K_{K1} = Q_{K \max} / Q_K; \quad K_{K2} = Q_{K \max} / Q_{K \min},$$

где Q_K — осевые силы, рассчитанные по формулам (71).

С учетом выражений (70) и (71)

$$\begin{aligned} K_{K1} &= \operatorname{tg}(\varphi_K + \rho) / \operatorname{tg} \varphi_K; \\ K_{K2} &= \operatorname{tg}(\varphi_K + \rho) / \operatorname{tg}(\varphi_K - \rho). \end{aligned} \quad (72)$$

Графическая интерпретация формул (72) в зависимости от угла φ_K при разных значениях коэффициента трения покоя μ_n в контакте пальца сателлита и паза корпуса, соответствующих различным значениям угла трения ρ , приведена на рис. 68. Этими графиками можно пользоваться для расчетов экстремальных значений осевых сил по известному из формулы (71) усилию Q_K .

Из формул (72) следует, что степень изменения осевых сил зависит не только от условий трения пальцев сателлитов о корпус, но и от конструктивного параметра дифференциала — угла φ_K . Так, при $\mu_n = 0,15$ максимальные осевые силы на пазах корпуса дифференциала трактора МТЗ-82 ($\varphi_K = 55^\circ$) превышают расчетные в 1,42 раза, а при $\varphi_K = 45^\circ$ — в 1,35 раза.

При изменении осевых сил изменяются проекции сил R_{\max} и R_{\min} на нормаль к плоскости паза, что обуславливает изменение давления q_K в контакте пальца сателлитов и паза корпуса. Мак-

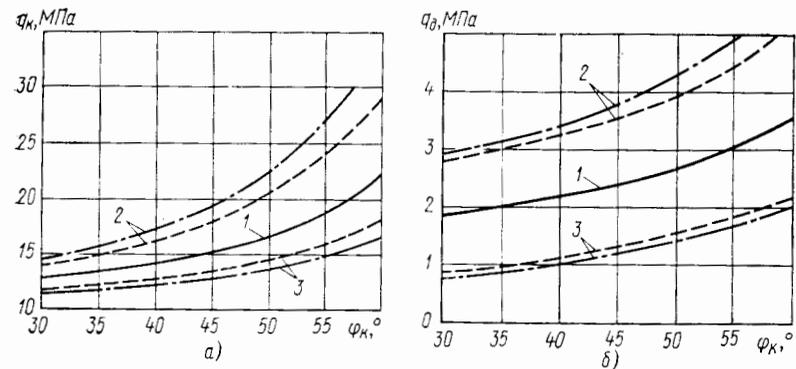


Рис. 69. Зависимость давления на элементах дифференциала от угла φ_K при $M_0 = 0,4$ кН·м:

а — на пазах корпуса; б — на дисках; — — — без учета трения; - - - $\mu_n = 0,15$; - · - $\mu_n = 0,2$

симальное давление (см. рис. 67, а)

$$q_{K \max} = R_{\max} \cos \rho / S,$$

где S — площадь контакта одного паза корпуса с пальцем сателлитов.

Из этого же рисунка с учетом формулы для окружного усилия в контакте пальца сателлитов и одного паза корпуса $F_K = M_0 / (4r_K)$ имеем

$$R_{\max} = M_0 / [4r_K \cos(\varphi_K + \rho)].$$

Тогда

$$q_{K \max} = M_0 \cos \rho / [4r_K S \cos(\varphi_K + \rho)]. \quad (73)$$

По аналогии из рис. 67, б минимальные значения давления

$$q_{K \min} = M_0 \cos \rho / [4r_K S \cos(\varphi_K - \rho)]. \quad (74)$$

На рис. 69, а приведены результаты расчетов давления в контакте пальца сателлитов и паза корпуса дифференциала повышенного трения трактора МТЗ-82 при переменном угле φ_K . Кривая 1 соответствует изменению давления q_K без учета трения пальца о поверхность паза корпуса, а кривые 2 и 3 — изменению давления $q_{K \max}$ и $q_{K \min}$, подсчитанным по формулам (73) и (74), учитывающим это трение. Из рис. 69, а видно, что при $\varphi_K = 55^\circ$ значение $q_{K \max}$ превышает q_K в 1,28 раза. Снижение φ_K до 45° уменьшает давление $q_{K \max}$ в 1,4 раза против их значения при $\varphi_K = 55^\circ$.

Указанные колебания осевых сил являются одной из причин повышенных износов пазов корпуса дифференциалов тракторов МТЗ-52/82, достигающих в некоторых случаях 0,5—1,3 мм при работе 6000—7000 ч.

Колебания осевых сил на пазах корпуса дифференциала, вызванные изменениями толщины пакета дисков при их относительном скольжении, обуславливают изменение давления на самих дисках.

Переменный характер изменений осевых сил дополнительных блокирующих устройств и осевых сил конических зацеплений дифференциалов повышенного трения обуславливает значительное изменение их суммарных внутренних осевых сил.

Определим экстремальное давление на дисках, вызванное этими усилиями,

$$q_{d \max} = q_{dз \max} + q_{dk \max};$$

$$q_{d \min} = q_{dз \min} + q_{dk \min},$$

где $q_{dз \max}$ и $q_{dз \min}$ — максимальные и минимальные давления на дисках при действии экстремальных осевых усилий зацеплений сателлитов и полуосевых колес; $q_{dk \max}$ и $q_{dk \min}$ — то же при действии осевых сил в контакте пальцев сателлитов и корпуса.

Другие возможные сочетания осевых сил зацепления и дополнительных блокирующих устройств соответствуют давлению на дисках в интервале $[q_{d \max}, q_{d \min}]$.

Результаты расчета давления на дисках дифференциала повышенного трения трактора МТЗ-82 приведены на рис. 69, б. Кривая 1 показывает изменение суммарного давления q_d на дисках от сил Q_0 и Q_k , рассчитанных по формулам (4) и (71), а кривые 2 и 3 — суммарных давлений $q_{d \max}$ и $q_{d \min}$. Как видно, максимально возможное давление $q_{d \max}$ при $\varphi_k = 55^\circ$ превышает давление q_d в 1,45 раза.

Колебания давления на дисках от $q_{d \min}$ до $q_{d \max}$ приводят к изменениям моментов трения в муфтах и соответственно коэффициента блокировки K_d . Максимально и минимально возможные значения K_d дифференциала трактора МТЗ-82 определяются по соответствующим моментам трения:

$$M_{г \max} = (M'_m + M'_m)_{\max} = \left[\frac{M_0}{8r_{п}} A_{\max} + \frac{M_0}{2r_k} \operatorname{tg}(\varphi_k + \rho) \right] \times \\ \times \mu r_m i_m + \left[\frac{M_0}{8r_{п}} B_{\max} + \frac{M_0}{2r_k} \operatorname{tg}(\varphi_k + \rho) \right] \mu r_m i_m,$$

где A_{\max} и B_{\max} — ординаты сил $(8r_{п}/M_0)Q_{оп}$ и $(8r_{п}/M_0)Q_{ол}$ из рис. 10, соответствующие максимуму K_d (см. рис. 66, а);

$$M_{г \min} = (M'_m + M'_m)_{\min} = \left[\frac{M_0}{8r_{п}} A_{\min} + \frac{M_0}{2r_k} \operatorname{tg}(\varphi_k - \rho) \right] \mu r_m i_m + \\ + \left[\frac{M_0}{8r_{п}} B_{\min} + \frac{M_0}{2r_k} \operatorname{tg}(\varphi_k - \rho) \right] \mu r_m i_m,$$

где A_{\min} и B_{\min} — ординаты сил $(8r_{п}/M_0)Q_{оп}$ и $(8r_{п}/M_0)Q_{ол}$ из рис. 10, соответствующие минимуму K_d из рис. 66, а.

Результаты расчета экстремальных значений K_d (кривые 2 и

3) приведены на рис. 70. Кривые 1 отражают значения K_d , определенные без учета колебаний моментов трения муфт.

Следует отметить, что колебания значений K_d способствуют повышению проходимости машины. Более того, известны дифференциалы, обеспечивающие периодическое изменение силового передаточного числа путем использования специального профиля зубьев или эллиптической формы сателлитов [14]. Причиной рассмотренных колебаний значений коэффициента блокировки является изменение осевых сил конических зацеплений и дополни-

тельных блокирующих устройств, максимальные значения которых не учитываются существующими методами расчета. Повышенные значения осевых сил в процессе их колебания обуславливают возрастание давления на дисках муфт и других деталях, а также повышение их износ. Поэтому возникает необходимость поиска путей устранения или по крайней мере ограничения этого явления (например, снижение давления на парах трения, улучшение их смазки, повышение точности изготовления деталей и т. п.).

Очень важным является выбор оптимального значения угла φ_k , от которого зависят осевые силы, в том числе и их максимальные значения. С точки зрения снижения колебания внутренних сил дифференциалов углы φ_k следует уменьшать. При этом снижение коэффициента блокировки K_d можно компенсировать увеличением числа дисков в муфтах трения.

Однако значительное снижение φ_k нецелесообразно ввиду чрезмерного уменьшения осевых сил и блокирующих свойств дифференциала. Так, при $\varphi_k = 35^\circ$ осевые силы дополнительных блокирующих устройств снижаются до значения осевых сил в зацеплении зубчатых колес с сателлитами.

Исследования показали, что оптимальным значением φ_k является угол 45° . При этом угле степень пульсации осевых сил (отношение $Q_{k \max}$ к $Q_{k \min}$) является наименьшей (см. рис. 68, б).

Существуют и другие пути снижения степени колебаний осевых сил Q_k (например, при помощи установки степени колебаний осевых сил дифференциалов демпфирующих устройств).

Конструктивное исполнение этих устройств может быть различным. На рис. 71 показаны два варианта таких устройств.

В каждой фрикционной муфте дифференциала на рис. 71, а без предварительного сжатия установлены тарельчатые пружины 1. Это обеспечивает отсутствие трения в муфтах при $M_0 = 0$. Пружина опираются на диски 2, связанные с корпусом, поэтому при относительном вращении деталей дифференциала отсутствует скольжение в местах контакта дисков и пружин.

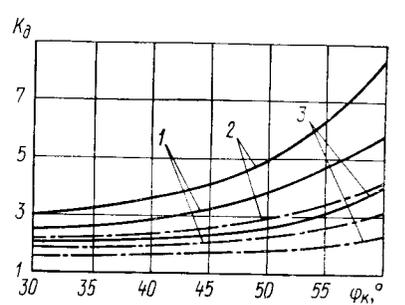


Рис. 70. Зависимость коэффициента блокировки K_d от угла φ_k :
— $i_m = 3$; — — — $i_m = 5$

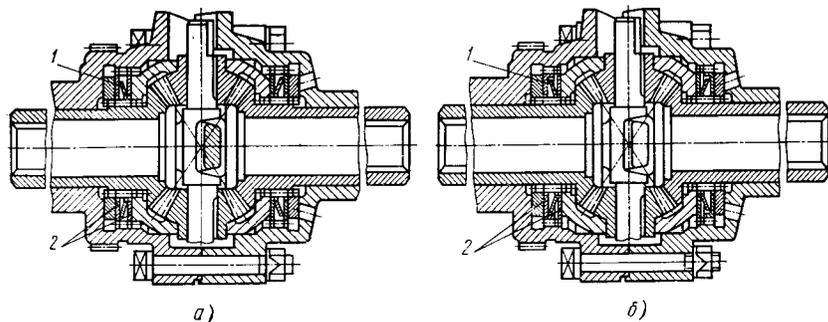


Рис. 71. Дифференциал повышенного трения с демпфирующими устройствами: а — вариант I; б — вариант II

Дифференциал с демпферами работает следующим образом. При появлении относительного вращения выходных валов изменение толщины пакета дисков вызывает дополнительную деформацию тарельчатых пружин Δh . В результате осевые силы в контакте корпуса и пальцев сателлитов увеличиваются против значения Q_k , рассчитанного по формуле (71), только на ΔQ_k , пропорционально деформации Δh из нагрузочной характеристики пружины.

Отметим, что в случаях значительных деформаций пружин вследствие недостаточной жесткости и больших нагрузок M_0 (перегрузок) могут увеличиться зазоры в конических зацеплениях дифференциала и нарушиться условия их нормальной работы. Для обеспечения нормальной работы конического зацепления осевого перемещение дисков дифференциала на рис. 71, б, в которых размещены пружины, ограничивается следующим образом. При значительных тяговых нагрузках обе части дисков, в которых установлены пружины, соприкасаются один с другим и тем самым ограничивают дальнейшую деформацию пружин. Это не позволяет полуосевым зубчатым колесам выйти из зацепления с сателлитами.

При использовании демпфирующих устройств давление на дисках практически изменяется только при изменении осевых сил конического зацепления, экстремальные значения которых

$$\left. \begin{aligned} q_{d \max} &= q_{дв \max} + q_{дк} \\ q_{d \min} &= q_{дв \min} + q_{дк} \end{aligned} \right\} \quad (75)$$

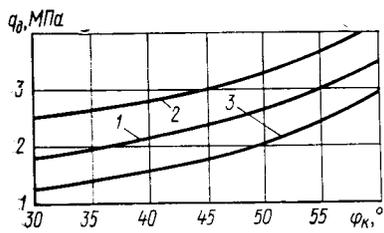


Рис. 72. Зависимость давления на дисках дифференциала с демпфирующими устройствами от угла φ_k при $M_0 = 0,4$ кН·м и $\mu_n = 0,2$

Результаты расчетов по формулам (75) приведены на рис. 72 (кривые 2 и 3). Кривая 1 соответствует давлению на дисках без учета колебаний осевых сил дифференциала. Из сопоставления рис. 72 и 69, б следует, что использование демпфирующих устройств понижает максимальное давление $q_{d \max}$ в 1,33 раза.

Межосевые дифференциалы повышенного трения

Установка дифференциальных механизмов в межосевые приводы снижает проходимость машины по бездорожью. Поэтому применяют блокированный межосевой привод с возможностью отключения части мостов при движении по хорошим дорогам. В машинах, в которых предусмотрен дифференциальный межосевой привод, используют резервную блокировку.

Для повышения проходимости полноприводных машин используют также межосевые дифференциалы повышенного трения.

В принципе любой ранее рассмотренный дифференциал может быть использован как межосевой. Однако условия и задачи межосевого привода несколько иные, чем межколесного. Так, у межколесного привода при поворотах машины всегда забегающим относительно корпуса дифференциала будет вал, передающий момент на управляемую ось, что определяется кинематикой поворота машины. Введение же самоблокирующегося дифференциала несколько ухудшает управляемость. Поэтому при забегании приводного вала управляемого моста коэффициент блокировки желательно иметь невысоким, а при забегании (буксовании) неуправляемого моста — несколько большим. Поэтому, например, для машины 4×4 с одинаковой нормальной нагрузкой мостов необходим кинематически симметричный дифференциал с несимметричными блокирующими свойствами. Эта задача в некоторой степени решена в механизме, показанном на рис. 73. Механизм работает следующим образом. Момент от корпуса 1 передается на крестовину 4 через наклонные поверхности V-образных пазов в передней чашке корпуса дифференциала и соответствующих лысок на пальцах крестовины. В результате на крестовине создаются осевые силы, которые через буртики сателлитов 3 и нажимную чашку 6 сжимают диски муфты 7, расположенной в задней чашке корпуса.

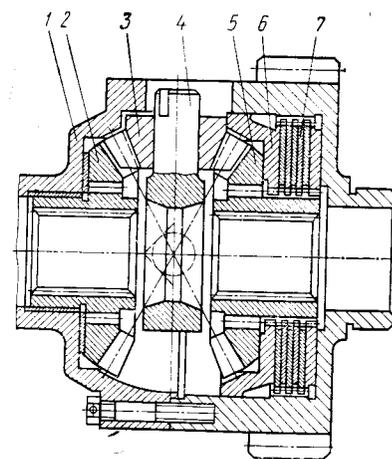


Рис. 73. Межосевой конический дифференциал с несимметричными блокирующими свойствами

При забегании заднего относительно корпуса выходного вала с конической шестерней 5 мо-

мент трения муфты передается на корпус. Этот момент суммируется с моментом M_0 , подводимым от передачи, что, в свою очередь, вызовет увеличение осевых усилий, сжимающих муфту. В результате коэффициент блокировки возрастает.

При забегании переднего выходного вала часть момента через муфту передается на ступицу зубчатого колеса 5. В результате воспринимаемый крестовиной момент уменьшается, и соответственно уменьшается усилие, сжимающее муфту, и коэффициент блокировки снижается.

Таким образом, коэффициент блокировки

$$K_{д1} = M_1''/M_2' \text{ и } K_{д2} = M_2''/M_1',$$

где M_1' и M_2' — моменты соответственно на переднем отстающем и заднем забегающем валах; M_1'' и M_2'' — моменты соответственно на заднем отстающем и переднем забегающем валах.

Принцип действия этого механизма заимствован от дифференциала, изображенного на рис. 45, где возможна несимметричность блокирующих свойств. Эта несимметричность увеличена благодаря использованию одной дисковой муфты и нажимного устройства с односторонним действием. Выражения для двух коэффициентов блокировки можно получить из формулы (42).

Выражение для $K_{д1}$ получим, подставив в формулу (42) $\xi = 0$ и заменив в числителе формулы параметр A на параметр

$$D = (r_{кр}/r_n) \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_c,$$

где $r_{кр}$ — средний радиус трения полуосевого зубчатого колеса 2 о корпус дифференциала.

Выражение для $K_{д2}$ получим, подставив в формулу (42) $\xi = 1$ и заменив в знаменателе формулы параметр A на параметр D .

Тогда при забегании переднего выходного вала относительно корпуса дифференциала (буксование передних колес, поворот машины) коэффициент блокировки

$$K_{д2} = \frac{1 + \mu(2E' + A)}{1 - \mu D}.$$

При забегании заднего выходного вала и отставании переднего

$$K_{д1} = \frac{1 + \mu D}{1 - \mu(2E' + A)}.$$

В принципе любой ранее рассмотренный симметричный самоблокирующийся дифференциал может быть использован как межосевой, если нормальная нагрузка передних и задних мостов одинакова. В тех машинах, где нормальная нагрузка мостов неодинакова, применяется несимметричный дифференциал. Несимметричный самоблокирующийся дифференциал изображен на рис. 74. Момент от корпуса (води́ла) 1 через сателлиты 2 передается на солнечную шестерню 3 приводного вала переднего моста 4 и эпициклическую шестерню 5. Момент от шестерни 5 передается с помощью втулки 6 на вал 7 через трапециевидные кулачки, распо-

ложенные на торце шестерни 5 и шлицы втулки 6. При передаче окружного усилия F_k кулачками на их наклонных рабочих поверхностях возникает осевая сила Q_k , которая через фланец втулки 6 сжимает пакет дисков муфты трения 8. Значение силы определяется углом φ_k наклона рабочих поверхностей кулачков: $Q_k = F_k \operatorname{tg} \varphi_k$. Равную ей реактивную осевую силу воспринимает корпус через торец эпициклической шестерни. Момент трения дисковой муфты препятствует относительному вращению выходных валов 1 и 7.

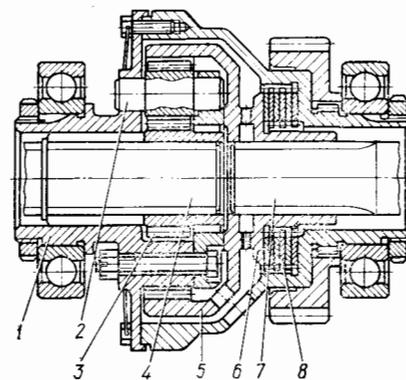


Рис. 74. Межосевой несимметричный самоблокирующийся дифференциал

Если забегает передний выходной вал, то моменты на выходных валах

$$M_1' = Fr_1; \quad M_2'' = Fr_2 + M_m,$$

где F — окружная сила в зацеплении сателлитов с солнечной и эпициклической шестернями; M' и M'' — моменты на переднем и заднем валах; r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей соответственно солнечной и эпициклической шестерен.

Подставляя выражение $M_m = \mu Fr_2 (r_{мiм}/r_k) \operatorname{tg} \varphi_k$ в уравнение для определения M_2'' , получаем

$$M_2'' = Fr_2 [1 + \mu (r_{мiм}/r_k) \operatorname{tg} \varphi_k].$$

При забегании задних колес

$$M_1'' = Fr_1; \quad M_2' = Fr_2 [1 - \mu (r_{мiм}/r_k) \operatorname{tg} \varphi_k].$$

Найдем отношения моментов

$$K_{д1} = M_1''/M_2' = \frac{1}{i_d (1 - \mu (r_{мiм}/r_k) \operatorname{tg} \varphi_k)};$$

$$K_{д2} = M_2''/M_1' = i_d [1 + \mu (r_{мiм}/r_k) \operatorname{tg} \varphi_k].$$

У разработанного применительно к лесовозному тягачу МАЗ-509 дифференциала $K_{д1} = 1$; $K_{д2} = 3$. У несимметричного дифференциала тягача МАЗ-509 соответствующие отношения моментов $1/i_d = 0,5$ и $i_d = 2$.

САМОБЛОКИРУЮЩИЕСЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ СВОБОДНОГО ХОДА

Основные свойства дифференциалов свободного хода

Блокированный привод — наиболее эффективный с точки зрения обеспечения оптимальных тяговых свойств и, следова-

тельно, высокой проходимости машин. Недостатком блокированного привода является возможность возникновения циркуляционной мощности. Это происходит главным образом на криволинейных участках дороги с твердым покрытием, что резко ухудшает поворачиваемость машин.

Дифференциалы свободного хода (или двусторонние зубчатые муфты свободного хода) так же, как и блокированный привод, позволяют исключить раздельное буксование колес и обеспечивают максимальное использование силы тяги по условиям сцепления колес с дорогой и, следовательно, наилучшую проходимость машин. Несмотря на то, что допускается большое перераспределение силы тяги между колесами, циркуляция паразитной мощности исключается, что обеспечивает вполне удовлетворительную поворачиваемость машин. Если при блокировании привода невозможно иметь разные угловые скорости колес, то дифференциалы свободного хода, отключая автоматически одно или несколько колес, позволяет получить различную угловую скорость, что необходимо при движении на криволинейных участках пути. Значительное перераспределение силы тяги между колесами не дает оснований полностью отказаться от этих механизмов. Многие землеройные и другие внедорожные машины оборудованы дифференциалами свободного хода.

Нагрузочные режимы определяются силами сцепления колес с дорогой. Режим повышенных нагрузок при использовании самоблокирующихся дифференциалов, и особенно дифференциалов свободного хода, в некоторых случаях является неизбежным следствием создаваемых с помощью этих механизмов повышенных тяговых свойств машин. Дифференциальный привод в определенной степени автоматически ограничивает нагрузки, что снижает тяговые свойства машин с таким приводом при движении по бездорожью.

Конструкция и принципы работы дифференциала свободного хода

Все современные дифференциалы свободного хода аналогичны по своей конструктивной схеме и отличаются главным образом размерными параметрами и нагрузочной способностью, определяемыми мощностными показателями машины. Рассмотрим типовую конструктивную схему дифференциала свободного хода (рис. 75). Ведомое зубчатое колесо 1 главной передачи и корпус 2 дифференциала с ведущей муфтой 7 составляют ведущее звено механизма. Ведущая муфта четырьмя шипами жестко связана с корпусом дифференциала. На обоих торцах муфты расположены радиальные прямоугольного сечения зубья, расположенные строго один напротив другого. Распространение получили механизмы с 12 и 18 зубьями на каждом торце муфты. Два зуба (по одному с каждой стороны) имеют большую длину и образуют на внутренней цилиндрической поверхности муфты шпонку 8. С зубьями ведущей муфты находятся в зацеплении две ведомые полушестерни 9, которые имеют такие же зубья. Ширина впадин зубчатых венцов значительно

больше толщины зубьев, поэтому ведущая муфта и две полушестерни могут проворачиваться одна относительно другой на некоторый угол (в образцах с 18 зубьями угловой шаг кулачка равен $7^{\circ}20'$; угловой шаг впадины равен $12^{\circ}40'$; относительный угол поворота $5^{\circ}20'$).

При изменении направления движения (движение вперед — движение назад) зубья муфт сначала выбирают зазор, а затем зацепляются противоположными боковыми поверхностями.

Указанные зазоры необходимы для вывода зубьев из зацепления при отключении одной из полушестерней при выключении, полушестерня скользит по зубьям полусевого цилиндрического зубчатого колеса 4, которое жестко (шлицевое соединение) связано с полуосью, как в обычном дифференциале, и торцом опирается через шайбу 3 на корпус 2.

Каждая полушестерня, кроме указанных прямобоковых зубьев, имеет другой внутренний зубчатый венец с торцовыми трапецеидальными зубьями. Эти зубья расположены соосно с прямобоковыми зубьями, поэтому их число совпадает с числом прямобоковых зубьев. На зубчатый венец с некоторым натягом надевается разрезное пружинное запорное кольцо 11 с аналогичными трапецеидальными зубьями. При этом каждый его зуб образует продолжение зуба полушестерни. Разрез на кольце необходим не только для обеспечения натяга, но и для размещения в нем удлиненных зубьев (шпонки) ведущей муфты.

Внутри ведущей муфты расположено центральное кольцо 12, которое удерживается в среднем положении пружинным стопорным кольцом 13. Для осуществления демонтажа стопорного кольца по окружности ведущей муфты предусмотрены радиальные отверстия. Центральное кольцо на обоих торцах имеет зубья, которые входят в зацепление с зубьями полушестерни и запорных колес. Длина каждого зуба центрального кольца равна сумме длин зубьев полушестерни и запорного кольца.

На наружной цилиндрической поверхности центрального кольца предусмотрен широкий окружной паз, в который входит шпонка ведущей муфты. Шпонка ограничивает угловое перемещение

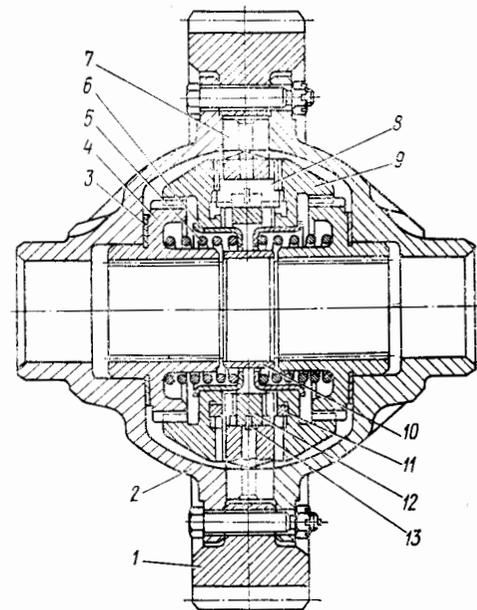


Рис. 75. Конструкция дифференциала свободного хода

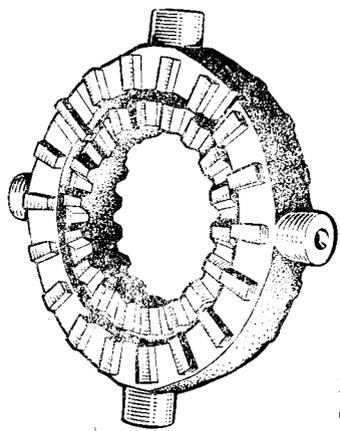


Рис. 76. Ведущая муфта с центральным кольцом

центрального кольца относительно ведущей муфты в пределах угла перемещения полумуфты относительно ведущей муфты. Две сжатые пружины 5 и их чашки 6 предотвращают самовыключение полумуфт. Каждая пружина дополнительно сжимается при отключении полумуфты на повороте и возвращает полумуфту на прежнее место при выходе машины из поворота. Распорная втулка 10 удерживает полуосевые цилиндрические колеса 4 от перемещения внутрь при установке полуосей. В целях безопасности при монтаже и демонтаже дифференциала следует пользоваться стяжным винтом. Конструкция ведущей муфты приведена на рис. 76.

При прямолинейном движении дифференциал действует как одно кинематическое звено. Относительное перемещение деталей исключено. При рассмотрении принципа действия дифференциала введем обозначения его кинематических звеньев: звено A — ведущая муфта с корпусом дифференциала, и звено B — две ведомые полумуфты, соединенные с помощью пружин через центральное кольцо; в звено B входят также два разрезных запорных кольца и два полуосевых зубчатых колеса.

Таким образом, при изменении направления движения (движение вперед — движение назад) звено B проворачивается относительно звена A на некоторый угол, определяемый окружным зазором в прямоочных зубьях (рис. 77). Поворот центрального кольца и пружинных запорных колец в составе звена B возможен при наличии широкого паза на центральном кольце и широкого разреза пружинных колец.

При повороте на криволинейном участке дороги механизм в своем вращательном движении делится на два других кинематических звена. В более ранних конструкциях механизмов, в которых

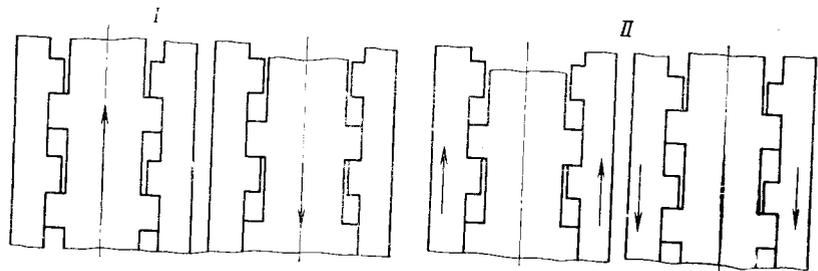


Рис. 77. Схема силового взаимодействия ведущей муфты и полумуфт:
I и II — движения на режимах соответственно тяги и торможения

отсутствовали пружинные запорные кольца на повороте, звенья были следующие: звено B' — наружная (по отношению к центру поворота машины) полумуфта с полуосевым зубчатым колесом, и звено A' — ведущая муфта с остальными деталями (т. е. ведущая муфта с корпусом дифференциала, внутренняя полумуфта, внутреннее полуосевое зубчатое колесо, центральное кольцо). При повороте наружная полумуфта (звено B') постепенно освобождается от нагрузки в прямоочных зубьях и путем ускоренного движения наружного колеса, вращаясь, начинает опережать ведущую муфту. При этом ведущая муфта (точнее звено A') вместе с внутренним колесом машины сохраняет прежнюю угловую скорость.

Трапецидальная форма зубьев полумуфты обуславливает ее осевое перемещение. Таким образом, полумуфта одновременно совершает окружное и осевое перемещение относительно ведущей муфты — звена A' . Высота и боковой наклон рабочих поверхностей трапецидальных зубьев рассчитаны так, чтобы в пределах углового зазора силовых зубьев происходило полное выключение полумуфты. При этом внутренняя полумуфта остается соединенной с ведущей муфтой. В таком состоянии ее удерживает не только пружина; основным фактором является возросшее окружное усилие в прямоочных зубьях и соответственно увеличенная сила трения между рабочими поверхностями этих зубьев.

После выключения наружная полумуфта вращается, опережая ведущую муфту. Вершины трапецидальных зубьев полумуфты скользят по вершинам зубьев центрального кольца. По окончании скольжения зубья располагаются напротив впадин, полумуфта под действием пружины вновь включается, т. е. входит в зацепление с центральным кольцом. При этом прослушивается щелчок. Дальнейшее вращение наружной полумуфты сопровождается новым ее выключением с последующим включением и т. д. Процесс выключения и включения продолжается во время поворота машины.

Проблема снижения уровня шума при работе была решена вводом разрезных пружинных запорных колец, устанавливаемых на буртики полумуфт с некоторым натягом. Когда полумуфта вместе с разрезным кольцом 3 включается первый раз и головки зубьев располагаются напротив зубьев центрального кольца 2, разрезное кольцо, упираясь торцом разреза в шпонку 1 ведущей муфты, устанавливается, а полумуфта продолжает свое относительное вращение (рис. 78). Вновь включиться полумуфта не сможет, так как в осевом направлении ее удерживает разрезное запорное кольцо. Разрезное кольцо в этом случае скользит по буртику полумуфты, а полумуфта бесшумно вращается относительно ведущей муфты.

При переходе на прямолинейное движение полумуфта с разрезным кольцом, совершив небольшое обратное вращение, соответствующее ширине головки зубьев, включится, и дифференциал вновь окажется заблокированным — оба колеса вновь станут ведущими. Таким образом, на повороте кинематические звенья бесшумных дифференциалов складываются так: звено B' в период перво-

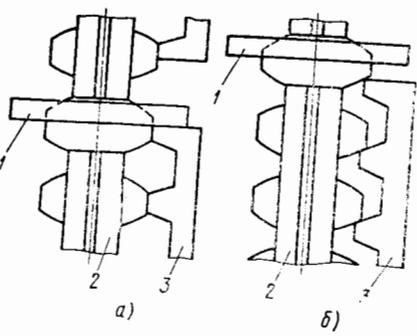


Рис. 78. Схема выключения запорного кольца:
а — движение вперед; б — движение назад

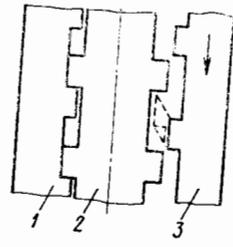


Рис. 79. Схема отключения внутренней полушестерни при плоских боковых поверхностях зубьев центрального кольца в режимах:
а — торможения; б — наката

го отключения полушестерни, т. е. в пределах полушага зубьев, состоит не только из полушестерни и полуосевого зубчатого колеса, но и разрезного кольца. После остановки разрезного кольца последнее переходит в звено A' , а в звене B' остаются только отключенная полушестерня и полуосевое зубчатое колесо. При нормальной работе дифференциала выключение и включение полушестерни происходят безударно.

Работа дифференциала на повороте в тяговом режиме машины идентична работе дифференциала при повороте как при движении вперед, так и при движении назад.

Несколько иначе работает механизм в режиме торможения машины двигателем. В этом случае ведущим становится звено B , т. е. полушестерня, а звено A становится ведомым элементом. При переходе на этот режим движения звено B проворачивается относительно звена A на угол, определяемый зазором в прямобочных зубьях (см. рис. 77, положение II). Зубья полушестерни оказывают давление на зубья звена A другой стороной.

Поэтому при повороте машины наружная полушестерня 1 (рис. 79) не только не может повернуться вперед и выключиться, но, наоборот, она посредством силовых зубьев увеличивает давление на ведущую муфту 2 и вращается с ней с одинаковой угловой скоростью. В этом случае угловая скорость колес моста изменяется при уменьшении угловой скорости внутреннего колеса. Внутренняя полушестерня 3 при этом отстает от ведущей муфты и при опирании на центральное кольцо выключается. Затем внутренняя полушестерня вхолостую вращается с меньшей по сравнению с ведущей муфтой угловой скоростью до окончания поворота на данном режиме движения. В рассматриваемом случае отключается не наружная, а внутренняя полушестерня как при движении машины вперед, так и при движении назад.

При разработке конструкции дифференциала наиболее трудно-

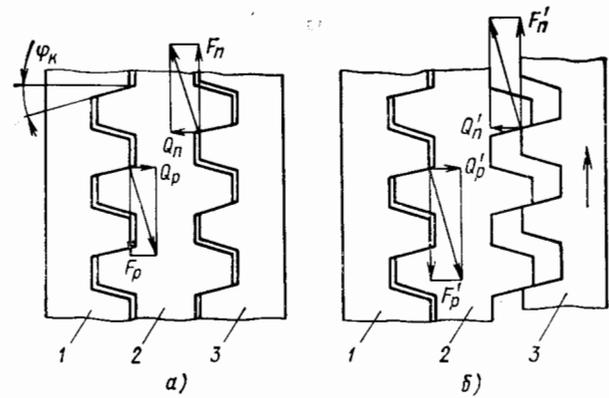


Рис. 80. Схема силового взаимодействия полушестерни и центрального кольца при выключении муфты в режиме наката:
а — в начале; б — в конце

емкая задача — обеспечение четкой его работы при повороте в режиме наката, когда между зубьями ведущей муфты и двух полушестерней нет окружных сил, прижимающих зубья. Поэтому взаимное положение зубьев может оказаться любым в пределах их бокового зазора.

Рассмотрим работу механизма при повороте в режиме наката (рис. 80). Под воздействием забегающего колеса наружная полушестерня 3 воздействует на центральное кольцо окружной силой F_n и осевой силой пружины Q_n , между которыми существует зависимость $Q_n = F_n \operatorname{tg} \varphi_k$.

Между центральным кольцом 2 и внутренней полушестерней 1 возникают равные реактивные силы Q_p и F_p (рис. 80, а). По мере отключения наружной полушестерни 3 под действием сжатия пружины осевая Q'_n и окружная F'_n силы возрастают. Соответственно возрастают реактивные силы Q'_p и F'_p и на внутренней полушестерне (рис. 80, б). В результате начнет выключаться и внутренняя полушестерня, а ее пружина будет соответственно сжиматься. Одновременное перемещение полушестерней 1 и 3 (в противоположные стороны) приводит к тому, что они, не закончив полного выключения, упрутся в зубья ведущей муфты 2 и механизм оказывается заблокированным (рис. 81). При этом получить разную угловую скорость колес, необходимую на повороте, невозможно, что приводит к нарушению режима поворота, возникновению больших перегрузок прямобочных зубьев, а иногда и к их поломкам.

Одновременное перемещение двух полушестерней не происходит в режиме тяги, несмотря на возрастание реактивной осевой силы Q_p . Объясняется это тем, что кроме осевой силы пружины, препятствующей самовыключению внутренней полушестерни, действует осевая сила трения в боковых поверхностях силовых зубьев, находящихся в зацеплении.

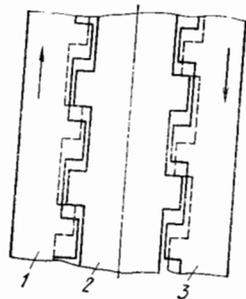


Рис. 81. Схема отключения полумуфты при плоских боковых поверхностях зубьев центрального кольца в режиме наката

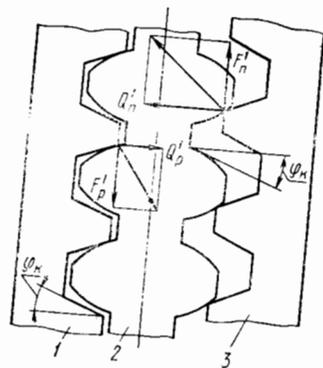


Рис. 82. Схема отключения полумуфты при выпуклых боковых поверхностях зубьев центрального кольца

Нарушение кинематических процессов в механизме при повороте на режиме наката потребовало в свое время новых конструктивных решений. Так появилось центральное кольцо 2 с выпуклыми боковыми поверхностями зубьев, выполненными по дуге окружности (рис. 82). При выпуклом профиле по мере выключения набывала окружная сила F'_p не увеличивается, как это бывает при плоских боковых поверхностях зубьев, а наоборот, уменьшается, несмотря на то, что осевая сила пружины Q'_n возрастает.

Из условия равновесия центрального кольца, когда $F'_p = F'_p$, следует, что окружная сила F'_p внутренней полумуфты 1 также уменьшается. Следовательно, не возрастает и осевая сила, действующая на внутреннюю полумуфту, не происходит самовыключения полумуфты (разность осевых сил двух полумуфт воспринимается стопорным кольцом). При этом обеспечивается полное выключение наружной полумуфты. Следует отметить, что функции полумуфт при повороте машины в режиме наката могут меняться. Может оказаться, что выключится внутренняя полумуфта, а наружная останется невыключенной. В некоторой степени это зависит от соблюдения равенства усилий пружин в механизме.

Необходимо отметить, что усилия пружин в сжатом состоянии следует выбирать в зависимости от передаваемого крутящего момента. Так, для дифференциалов свободного хода ведущих мостов с максимальной нагрузкой $M_0 \approx 15,0$ кН·м можно рекомендовать пружины с усилием, равным 400—450 Н. Для сверхмощного скрепера при $M_0 \approx 70,0$ кН·м усилие пружины должно быть равно 600 Н.

Рекомендуется использование в одном механизме пружин с одинаковыми усилиями в сжатом состоянии. Отличие усилий пружин в первую очередь зависит от разности их длин в свободном состоянии. Поэтому рекомендуется подбирать пружины парами, близкими по длине.

В ходе испытаний и конструктивной доработки дифференциалов свободного хода были осуществлены определенные мероприятия. Для обеспечения надежного выключения полумуфты при

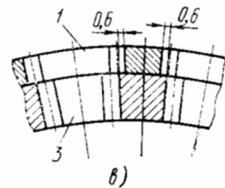
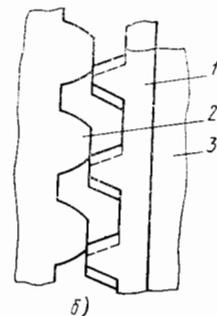
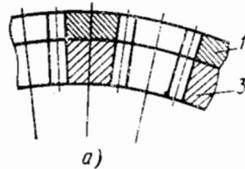


Рис. 83. Схема взаимодействия запорного кольца и полумуфты

повороте машины на режиме наката были введены выпуклые рабочие поверхности зубьев центрального кольца взамен плоских. При высоте зубьев 6—7 мм радиус кривизны выпуклых поверхностей равен 23 мм, причем касательная у основания зуба отклонена от нормали на 20° , а у вершины зуба — на 40° .

Ранее указывалось, что высота зубьев центрального кольца определяет осевое перемещение полумуфты при ее выключении и что эта высота должна равняться высоте прямобоковых зубьев. Тогда прямобоковые зубья полумуфты будут иметь возможность выйти из зацепления с зубьями ведущей муфты. Тем не менее было немало случаев, когда полумуфта полностью не выключалась. Поэтому для обеспечения надежности выключения, с учетом допусков, высота зубьев центрального кольца была на 0,2—0,3 мм больше высоты прямобоковых зубьев. Таким образом, создан гарантированный зазор между вершинами прямобоковых зубьев, необходимый для свободного вращения полумуфты в выключенном положении.

Зубья запорного пружинного кольца являются продолжением трапециевидных зубьев полумуфты. Практически, однако, вследствие наличия допусков на размеры, в некоторых случаях зубья запорного кольца оказываются несколько выше зубьев полумуфты, вследствие чего запорное кольцо не имеет возможности полностью выйти из зацепления с центральным кольцом (рис. 78, б) и занять свое положение, показанное на рис. 78, а. Поэтому и полумуфта не фиксируется в выключенном положении, а непрерывно совершает выключение и включение через каждый зуб, аналогично механизмам, не имеющим запорных колец, что повышало уровень шума при работе механизма. По этой причине высота зубьев запорного кольца была понижена на 0,15 мм относительно высоты трапециевидных зубьев полумуфты, что устранило периодическое включение и выключение полумуфты и обеспечило бесшумную работу механизма.

Выполнение зубьев запорного кольца 1 как продолжение трапециевидных зубьев полумуфты 3 означает также расположение боковых поверхностей зубьев в одной плоскости (рис. 83, а).

Однако в некоторых случаях это приводило к тому, что полумуфта, поворачиваясь в обратную сторону для включения, сходила с зубьев центрального кольца 2 раньше, чем запорное кольцо. Запорное кольцо при этом краями зубьев опиралось на зубья центрального кольца, принимало на себя давление пружин, и полумуфта не могла включиться (рис. 83, б). В таких случаях одно колесо оказывалось отключенным, и машина продолжала движение за счет тяги другого колеса. Для устранения этого недостатка толщину зубьев запорного кольца уменьшили на 1,2 мм против расчетной (рис. 83, в).

Применение и эксплуатация дифференциалов свободного хода

К настоящему времени накоплен значительный опыт по конструированию и эксплуатации дифференциалов свободного хода.

Как уже отмечалось, дифференциал — достаточно сложный кинематический механизм. Это обстоятельство не раз приводило к ошибкам при конструировании и, как следствие, к неудовлетворительной работе механизмов. Опыт показывает, что при правильных конструктивных решениях и надлежащем производственно-технологическом исполнении дифференциалы свободного хода работают безотказно, что достаточно просто проверить. Для этого изготавливают устройство, в которое устанавливают редуктор с проваряемым механизмом. Установив вместо полуосей специальные валы с рукоятками и вращая фланец ведущего вала редуктора, создают всевозможные режимы работы механизма. При этом должно быть получено четкое отключение и включение одной или другой полумуфты при вращении как в одну, так и в другую сторону. Проверенный таким образом механизм безотказно работает и в машине и не нуждается в обкаточных испытаниях. Ограниченное применение дифференциалов свободного хода иногда объясняют трудоемкостью их изготовления. Однако после введения высокопроизводительных технологических процессов их трудоемкость оказалась даже ниже трудоемкости конического межтележечного дифференциала (вместе с блокирующим устройством). Точность изготовления деталей механизма находится на уровне обычной точности деталей трансмиссии автомобилей. Но если эта точность нарушена, то механизм, как правило, отказывает в работе, и найти причину отказа очень трудно. Механизм не имеет трения скольжения под тяговой нагрузкой и поэтому не подвержен значительным износам.

Накоплен определенный опыт применения и эксплуатации дифференциалов свободного хода в ведущих мостах, в межосевом приводе ведущих тележек с управляемыми и неуправляемыми колесами многоприводных колесных машин, в межосевом приводе между управляемым и неуправляемым мостами машины типа 4×4. Наибольшее применение эти механизмы находят в межколес-

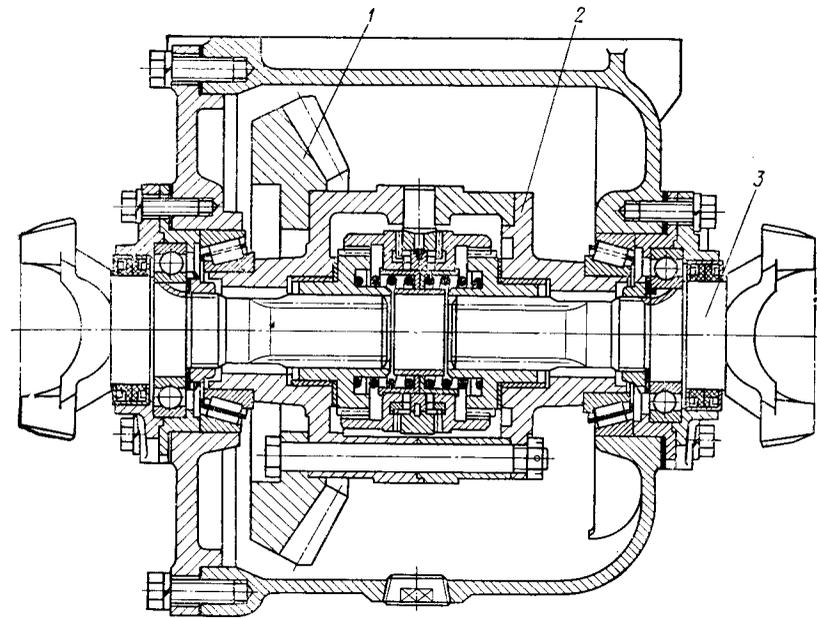


Рис. 84. Главная передача ведущего моста с дифференциалом свободного хода: 1 — коническое зубчатое колесо главной передачи; 2 — дифференциал; 3 — полуось

ном приводе мостов землеройных машин, тракторов и тягачей большой мощности.

Иногда эти механизмы применяют в задних мостах, а в последние годы их стали чаще применять в передних мостах.

На отечественных тракторах К-700/701 дифференциалы свободного хода применяют в обоих мостах. Дифференциалы свободного хода используют на трубовозе МАЗ-73101 (рис. 84). При высокой частоте вращения в результате действия центробежной силы на разрезное кольцо уменьшается его натяг и соответственно сила трения. Это может вызвать нарушения в работе механизма. В таких случаях применяют несколько иное конструктивное решение, устраняющее указанный недостаток. Разрезное кольцо устанавливают в полумуфту с натягом так, что оно прижимается к ней не внутренней, а наружной цилиндрической поверхности. Тогда центробежные силы не снижают, а несколько увеличивают силу трения. В некоторых механизмах вместо разрезных колец применяют цельные неразрезные кольца. В зазор между кольцом и буртиком полумуфты вставляют ленточную гофрированную пружину, с помощью которой создается необходимое трение.

Опыт применения дифференциалов свободного хода в многоприводных машинах (рис. 85) показал, что условия работы механизма в межосевом приводе передней тележки с управляемыми колесами более благоприятные, чем в задней тележке с неуправ-

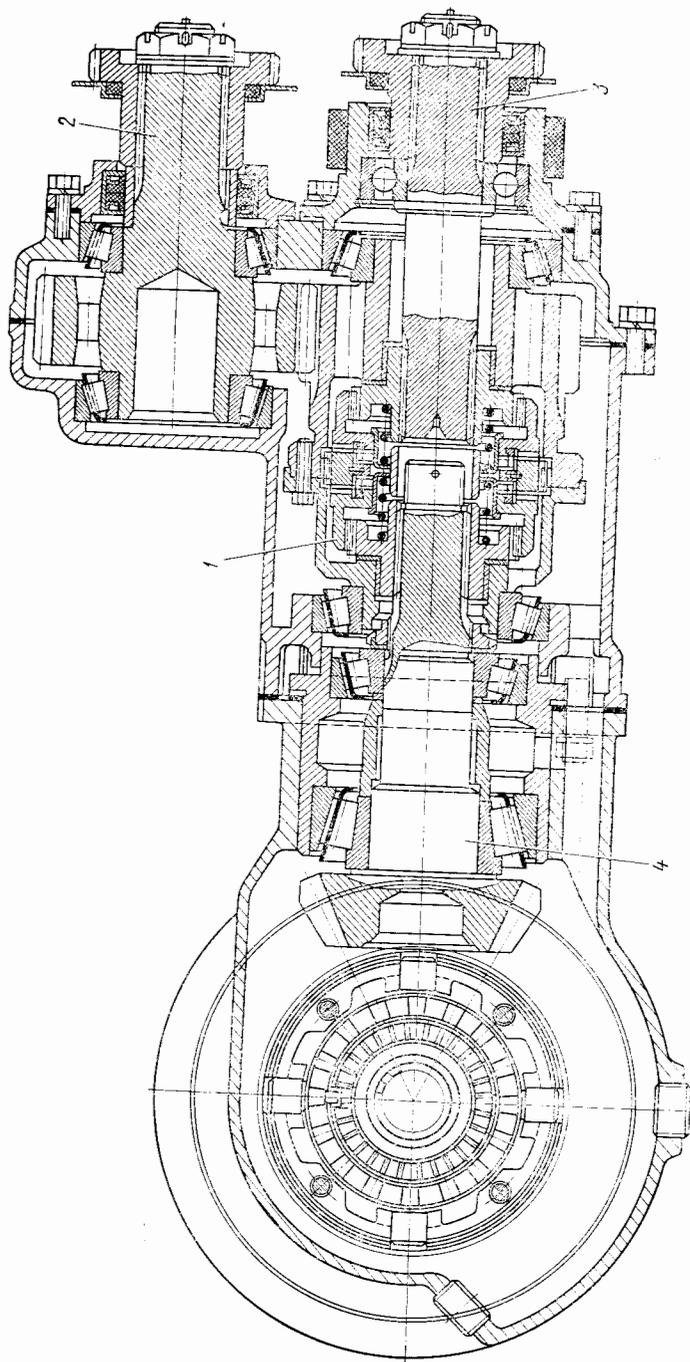


Рис. 85. Дифференциал свободного хода в межосевом приводе:
1 — дифференциал; 2 — ведущий вал привода; 3 — вал привода заднего моста тележки;
4 — вал шестерни привода переднего моста тележки

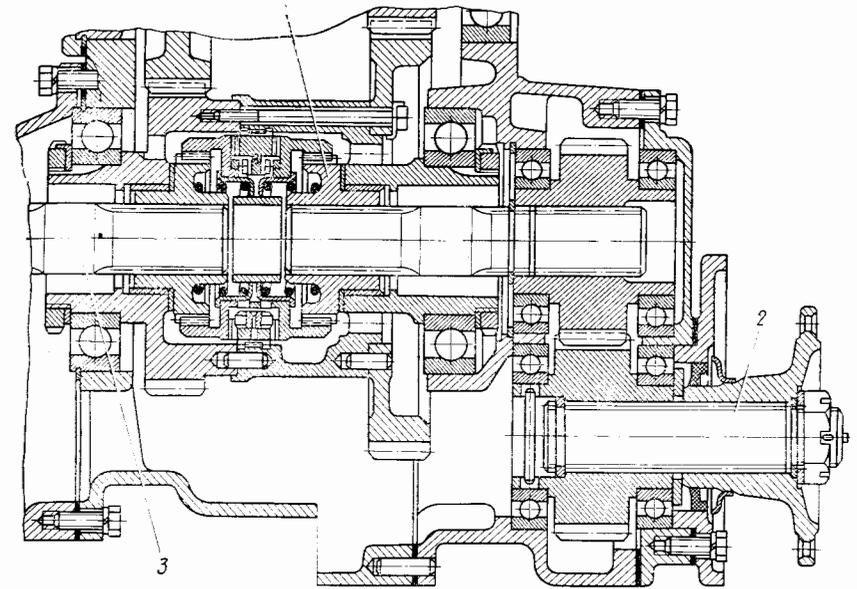


Рис. 86. Дифференциал свободного хода в межосевом приводе автомобиля 4x4:
1 — дифференциал; 2 и 3 — валы привода соответственно переднего и заднего мостов

ляемыми колесами. В передней тележке на криволинейных участках забегавшим всегда является первый мост. Поэтому, если соответствующая полумуфта отключилась, то она устойчиво находится в этом состоянии до конца участка. В дифференциале задней тележки обе полумуфты попеременно отключаются и включаются в зависимости от неровностей дороги. Поэтому механизмы в задней тележке находятся в менее благоприятных условиях. При небольшом числе отказов в целом большинство их приходится на межосевой привод задней тележки. Следует отметить, что все эти явления в большей степени выражены при движении по дорогам с твердым покрытием и в малой степени — по бездорожью. Неустойчивое выключение и включение полумуфт межосевого привода ведущей тележки с неуправляемыми мостами, т. е. весьма малое и кратковременное забегание одного или другого моста, позволяет сделать вывод о возможности и целесообразности замены в межосевом приводе дифференциала свободного хода блокированной связью.

Применение дифференциала свободного хода в межосевом приводе машин типа 4x4 между управляемым и неуправляемым ведущим мостами (рис. 86) показывает, что механизм работает тем надежней, чем меньше у него операций выключения и включения полумуфт.

Специфика работы межосевого привода ведет к частым отключениям и включениям полумуфт. Во избежание этого вводят так

называемое конструктивное кинематическое несоответствие между линейными расчетными скоростями двух мостов. В этом случае при движении по дорогам с твердым покрытием один мост (как правило, передний) устойчиво отключается. И только при движении по бездорожью, когда имеет место частичное буксование колес заднего моста, передний мост включается.

Наблюдения и опыт показывают, что важнейшим условием предотвращения самовыключения полумуфт под большой нагрузкой является строгая перпендикулярность боковых поверхностей прямобочных зубьев полумуфт и ведущей муфты относительно делительной плоскости зубьев. Однако иногда после нарезки зубьев, особенно недостаточно острым режущим инструментом, наблюдается, хотя и незначительное, но все-таки уловимое мерительным инструментом сужение зубьев к вершине. Для предотвращения этого на некоторых заводах в технологическом процессе предусматривают поднутрение у основания зубьев.

В ходе испытания колесных машин отмечались и такие явления. В зимних условиях, при температуре воздуха минус 15° и ниже и безгаражном хранении при первом трогании машины с места и повороте наружная полумуфта отключалась, а затем включалась не сразу (только после нескольких метров движения). Это явление объясняется тем, что сопротивление, оказываемое застывшим маслом полумуфте, не сразу преодолевалось силой пружины.

Обобщая материалы по дифференциалам свободного хода, можно сделать вывод о достаточной их надежности, существенном улучшении эксплуатационных свойств машин и целесообразности их применения главным образом в межколесном приводе ведущих мостов многоприводных машин, работающих в значительной степени вне дорог.

Кроме рассмотренных выше дифференциалов свободного хода (зубчатых муфт свободного хода) в технике применялись и в ограниченном количестве применяются и в настоящее время роликовые муфты свободного хода. Так, на тракторах МТЗ-82 4×4 для автоматического отключения и включения вспомогательного (переднего) моста применена односторонняя роликовая муфта свободного хода; кинематическое несоответствие между мостами составляет 5,5%. При движении задним ходом и буксовании колес заднего моста до величины кинематического несоответствия (5,5%) роликовая муфта блокирует привод. При этом на колесах заднего моста касательная сила тяги положительная, а на колесах вспомогательного переднего моста — отрицательная. В этом случае имеет место явление, которое принято называть циркуляцией циркуляционной мощности. При достижении коэффициентом буксования колес основного моста значения кинематического несоответствия или превышения его вспомогательный мост отключается, и трактор движется только за счет работы основного моста. Таким образом, при использовании односторонней муфты свободного хода при движении машины задним ходом не удается получить тех свойств, которые муфта обеспечивает при движении вперед.

Для получения тех же положительных свойств, при движении машины задним ходом, иногда применяют две роликовые муфты: одну для движения вперед, другую для движения назад. Включение в работу той или иной муфты осуществляется с помощью системы рычагов и тяг при переключении рычага коробки передач в положение переднего или заднего хода.

ВЛИЯНИЕ СХЕМЫ ПРИВОДА К ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ НА ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА КОЛЕСНЫХ МАШИН

Тяговая характеристика колеса

Для оценки потерь мощности в двигателе колесной машины необходимо знать тяговые характеристики ее колес. Под тяговой характеристикой колеса подразумеваем функциональную зависимость между моментом M_k , приложенным к валу колеса (или соответствующей касательной силой тяги колеса), и радиусом его качения (или коэффициентом буксования).

Под действием приложенного к колесу крутящего момента M_k происходит тангенциальная деформация шины и грунта, в результате чего изменяется радиус качения колеса r_k . Вначале радиус качения уменьшается примерно пропорционально моменту, приложенному к колесу. При больших моментах радиус качения изменяется нелинейно.

Между радиусом качения r_k и моментом M_k на линейном участке существует следующая зависимость [25]:

$$r_k = r_{k0} - \lambda_k M_k, \quad (76)$$

где r_{k0} — радиус качения колеса в ведомом режиме при $M_k = 0$; λ_k — коэффициент тангенциальной эластичности колеса.

На дороге с жестким покрытием коэффициент λ_k зависит лишь от механических свойств шины, а на деформируемых грунтах на значение λ_k оказывают влияние и механические свойства грунта.

Совместное решение уравнений статики и мощностного баланса колеса позволяет получить зависимость

$$M_k / r_{k0} = P_x + P_f, \quad (77)$$

где P_x — продольная сила колеса; P_f — сила сопротивления качению колеса.

Подставив выражение (77) для M_k в уравнение (76) и обозначив $\gamma_k = \lambda_k r_{k0}$, получим

$$r_k = r_{k0} - \gamma_k (P_x + P_f).$$

Радиус качения колеса при $P_x = 0$, равный $r_{k0} - \gamma_k P_f$, называется радиусом свободного качения r_{kc} .

После дальнейшего преобразования формулы (76) имеем

$$r_k = r_{кc} - \gamma_k P_x. \quad (78)$$

Уравнение (78) является линейным преобразованием уравнения (76) и широко используется. Однако уравнение (76) предпочтительнее, так как радиус качения колеса в ведомом режиме можно определить простым и точным кинематическим методом. Левая часть равенства (77) называется касательной силой тяги [24] и обозначается ее символом P_k . Если изменение радиуса качения колеса в результате тангенциальной деформации шины и грунта оценить коэффициентом буксования $\delta = 1 - r_k/r_{к0}$, то можно преобразовать уравнение (76) к следующему виду:

$$P_k = \delta/\lambda_k = K\delta, \quad (79)$$

где K — коэффициент пропорциональности (коэффициент тангенциальной жесткости колеса).

Представим коэффициент буксования колеса в виде двух составляющих, т. е. $\delta = \delta_{ш} + \delta_r$, где $\delta_{ш}$ — коэффициент буксования вследствие деформации шины; δ_r — коэффициент буксования вследствие сдвига грунта.

Тогда для линейного участка зависимости $P_k = P_k(\delta)$ из уравнения (79) получим

$$K = P_k / (\delta_{ш} + \delta_r) = [(1/K_{ш}) + (1/K_r)]^{-1} = \\ = K_{ш}K_r / (K_{ш} + K_r),$$

где $K_{ш}$ — тангенциальная жесткость шины; K_r — тангенциальная жесткость колеса, обусловленная сопротивлением грунта сдвигу.

Следовательно, коэффициент K является эквивалентной тангенциальной жесткостью шины и грунта в контакте его с колесом.

При движении колеса по жесткой опорной поверхности (асфальтобетонное покрытие дороги) коэффициент тангенциальной жесткости колеса K определяется лишь тангенциальной жесткостью шины: $K = K_{ш}$.

Коэффициенты пропорциональности γ_k и λ_k в этом случае также зависят лишь от эластичности шины, т. е. $\gamma_k = \gamma_{ш}$ и $\lambda_k = \lambda_{ш}$.

Экспериментальные данные по коэффициентам $\gamma_{ш}$ и $\lambda_{ш}$ приведены в литературе. Однако для большинства шин такие сведения отсутствуют. Поэтому представляет интерес возможность получения теоретической связи коэффициента $\gamma_{ш}$ с длиной контакта $2a$ и нормальной нагрузкой G_k [10]. Если эпюра нормальных давлений в контакте шины с дорогой имеет форму равнобедренной трапеции с отношением оснований, равным 0,8, то $\gamma_{ш} = 0,42a/G_k$. Преобразуем это выражение, учитывая, что $\gamma_{ш} = 0,5D/K_{ш}$, $a \approx \sqrt{Dh_0}$, где D — наружный диаметр шины; h_0 — прогиб шины.

Тогда

$$K_{ш}/G_k = 1,2\sqrt{D/h_0}.$$

Для обычных диагональных шин значения $K_{ш}$, вычисленные по данной формуле, близки к экспериментальным. Из формулы видно, что отношение $K_{ш}/G_k$ обратно пропорционально корню квадратному из значения относительного прогиба шины. Широкопрофильные шины и шины с радиальным кордом обладают большей, примерно в 2 раза, тангенциальной жесткостью, чем диагональные шины при том же относительном прогибе. Поэтому для широкопрофильных шин и шин с радиальным кордом

$$K_{ш}/G_k = 2,4\sqrt{D/h_0}.$$

Пропорциональность между касательной силой тяги и коэффициентом буксования сохраняется до некоторого значения коэффициента буксования δ_x , который называют характеристическим. Если $\delta > \delta_x$, то зависимость P_k от δ становится нелинейной и для этого участка необходимо подобрать нелинейную функцию. Если предположить равномерное распределение нормального давления по длине контакта, то такую нелинейную функцию можно выбрать в виде

$$P_k = \varphi G_k (1 - 0,5\delta_x/\delta).$$

Однако удобнее пользоваться единой зависимостью, которая при $\delta < \delta_x$ была бы близка к линейной. Такое свойство имеет, например, уравнение удельной касательной силы тяги, полученное на основании теоретических положений работы [7]:

$$\varphi_P = \varphi \left\{ 1 - \frac{\delta_x}{2|\delta|} \left[1 - \exp\left(-\frac{2|\delta|}{\delta_x}\right) \right] \right\} \operatorname{sgn} \delta, \quad (80)$$

где $\varphi_P = P_k/G_k$; $\delta_x = 0,568\varphi G_k/K$.

Численные значения параметров φ и δ_x необходимо определять экспериментально. Рис. 87 позволяет сравнить результаты расчетов по формуле (80) с экспериментальными данными. Для сравнения исследована шина 13,6R38 при внутреннем давлении воздуха 100 кПа. Лучшее совпадение опытных и расчетных данных обеспечивается для тяговой характеристики колеса при движении машины по деформируемому грунту.

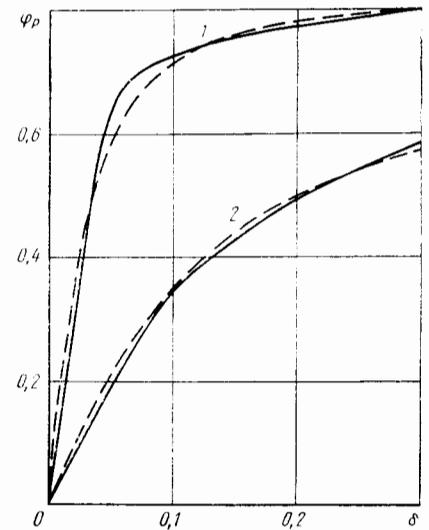


Рис. 87. Тяговая характеристика колеса (шины 13,6R38)

1 — дорога с бетонным покрытием; 2 — поле, подготовленное под посев; — — — расчетные данные; — — — экспериментальные

Потери мощности на буксование при линейной зависимости между силой тяги и буксованием колес

При разработке машины с заблокированным межосевым приводом необходимо предусмотреть синхронность линейных теоретических скоростей ведущих колес при прямолинейном движении, т. е.

$$\begin{aligned} V_1 &= V_2 = \dots = V_i = \dots = V_n = \\ &= \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 = \dots = \omega_i r_i = \dots = \\ &= \omega_n r_n = \omega_p r_1 / u_1 = \omega_p r_2 / u_2 = \\ &= \dots = \omega_p r_i / u_i = \dots = \omega_p r_n / u_n, \end{aligned}$$

где ω_p — угловая скорость вала раздаточной коробки; u_i — передаточное число трансмиссии от раздаточной коробки до колес i -го моста; V_i , ω_i и r_i — соответственно линейная теоретическая скорость, угловая скорость и радиус качения колес в ведомом режиме i -го моста.

При этом

$$r_i = 2r'_{k0i} r''_{k0i} / (r'_{k0i} + r''_{k0i}),$$

где r'_{k0i} и r''_{k0i} — радиусы качения в ведомом режиме левого и правого колес моста.

Тогда условие согласования линейных скоростей центров мостов

$$r_1 / u_1 = r_2 / u_2 = \dots = r_i / u_i.$$

Для двухосной машины это выражение преобразуется к виду

$$u_1 r_2 = u_2 r_1.$$

Для получения автоматического отключения (на хороших дорогах) и включения (на бездорожье) переднего ведущего управляемого моста вводят искусственное конструктивное рассогласование скоростей, а именно:

для двухосных машин

$$V_1 < V_2;$$

для трехосных машин

$$V_1 < V_2 = V_3.$$

Такое рассогласование для двухосной машины оценивается коэффициентом кинематического несоответствия

$$m_n = (V_2 - V_1) / V_2 = (u_1 r_2 - u_2 r_1) / u_1 r_2.$$

Если $r_1 = r_2$, то

$$m_n = (u_1 - u_2) / u_1.$$

Обычно коэффициент $m_n = 0,07$, или 7%. В тракторе «Беларусь» $m_n = 5,5\%$. В таких машинах при движении по бездорожью и мест-

ности при некоторой тяговой нагрузке за счет частичного буксования колес заднего моста происходит автоматическое включение переднего моста. При дальнейшем увеличении тяговой нагрузки наблюдается частичное буксование обоих мостов, причем коэффициент буксования заднего моста всегда больше коэффициента буксования переднего моста на m_n .

Под частичным буксованием ведущих мостов (в отличие от полного буксования) понимают частичную потерю скорости V_δ за счет тангенциальной деформации шин (или шин и грунта) под действием тяговой нагрузки. Коэффициенты буксования колес переднего и заднего мостов

$$\delta_1 = V_{\delta 1} / V_1 = (V_1 - U) / V_1;$$

$$\delta_2 = V_{\delta 2} / V_2 = (V_2 - U) / V_2,$$

где V_1 , V_2 и U — скорости движения соответственно теоретические (первого и второго мостов) и действительная.

При наличии кинематического несоответствия

$$\delta_1 = (\delta_2 - m_n) / (1 - m_n),$$

или

$$\delta_1 = \delta_2 - m_n + \delta_1 m_n.$$

Пренебрегая последним членом как величиной второго порядка малости, можно записать

$$\delta_1 = \delta_2 - m_n.$$

Между коэффициентом буксования δ и касательной силой тяги колеса P_k существует зависимость, в большинстве случаев близкая к линейной. Например, такая зависимость наблюдается при движении машин по дорогам с твердым покрытием и обусловлена тангенциальной деформацией шин. Многочисленные опыты показали, что при движении тракторов средней и большой мощности (Т-150К, К-700/701) по местности с различной плотности грунта эта зависимость также близка к линейной и определяется тангенциальной деформацией шин и грунта. Выявленная нелинейность отмечается для тракторов относительно малой мощности («Беларусь»), особенно при повышенных тяговых нагрузках в полевых условиях.

Рассмотрим случай, когда связь между P_k и δ можно аппроксимировать линейной зависимостью. Тогда

$$P_k = K\delta,$$

где K — коэффициент тангенциальной жесткости шины или шины и грунта для одиночного колеса. Если эта зависимость относится к мосту, т. е. к двум колесам, то K в 2 раза больше.

Тангенциальные деформации как шин, так и грунта обуславливают потери скорости движения. Это позволяет рассматривать их как единое явление и оценивать коэффициентом K , получаемым из экспериментальных зависимостей P_k от δ .

Коэффициент тангенциальной жесткости шины K (или шины и грунта) представляет собой обратную коэффициенту тангенциальной эластичности шины λ_k величину. Между ними существует следующая зависимость: $K = 10^3/\lambda_k$ при λ_k (в мм/Н·м) и $K = 10^3 r_{ко}/\gamma_k$ при γ_k (в мм/Н).

Коэффициент K зависит от свойств шины, давления воздуха в шине и нормальной нагрузки на колесо, а при движении по грунту — и от тангенциальной жесткости грунта. Коэффициент $K = \text{const}$ при линейной зависимости между P_k и δ .

Кинематическое несоответствие m_n не только ведет к перераспределению тяговой нагрузки между мостами, но и оказывает влияние на КПД колесной машины, а следовательно, и на эксплуатационный расход топлива.

В теории колесных тяговых машин основным показателем экономичности является тяговой КПД

$$\eta_T = \eta_m \eta_f \eta_\delta,$$

где η_m — коэффициент полезного действия трансмиссии; η_f — коэффициент полезного действия, отражающий потери мощности на преодоление сил сопротивления движению; η_δ — коэффициент полезного действия, отражающий потери мощности на буксование колес.

Коэффициенты η_m и η_f практически не зависят от распределения тяговой нагрузки по ведущим мостам, а коэффициент η_δ зависит.

Для машин с одним ведущим мостом

$$\eta_\delta = 1 - \delta.$$

Коэффициент δ при движении машин по усовершенствованным дорогам с твердым покрытием достигает 6—8 % за счет тангенциальной деформации шин и 20—25 % — при работе в полевых условиях и на грунтах.

Для машин с двумя ведущими мостами КПД

$$\eta_\delta = 1 - (N_{\delta 1} + N_{\delta 2})/N_k, \quad (81)$$

где N_k — мощность, подводимая к ведущим колесам; $N_{\delta 1}$ и $N_{\delta 2}$ — мощности, теряемые на буксование соответственно первым и вторым мостами.

Определим составляющие этого уравнения:

$$N_k = P_{k1} V_1 + P_{k2} V_2 = K_1 \delta_1 V_1 + K_2 \delta_2 V_2;$$

$$N_{\delta 1} = K_1 \delta_1 V_{\delta 1}; \quad N_{\delta 2} = K_2 \delta_2 V_{\delta 2}.$$

Известно, что

$$V_1 = U + V_{\delta 1} \quad \text{и} \quad V_2 = U + V_{\delta 2},$$

а также

$$V_1 = U/(1 - \delta_1); \quad V_2 = U/(1 - \delta_2).$$

Приравняв правые части этих выражений, имеем

$$V_{\delta 1} = U \delta_1 / (1 - \delta_1) \quad \text{и} \quad V_{\delta 2} = U \delta_2 / (1 - \delta_2).$$

Используя приведенные зависимости, формулу (81) можно привести к виду

$$\eta_\delta = 1 - \frac{K_1 \delta_1^2 (1 - \delta_2) + K_2 \delta_2^2 (1 - \delta_1)}{K_1 \delta_1 (1 - \delta_2) + K_2 \delta_2 (1 - \delta_1)}. \quad (82)$$

Полученная формула позволяет определить η_δ для машины с двумя ведущими мостами с любым межосевым приводом при неодинаковых тяговых нагрузках и неравной тангенциальной жесткости шин и грунта, т. е. при $K_1 \neq K_2$. Коэффициенты K_1 и K_2 определяются экспериментальным путем. Для определения η_δ необходимо знать δ_1 и δ_2 .

Рассмотрим машину с дифференциальным межосевым приводом. Соотношение сил тяги двух мостов характеризуется зависимостью

$$P_{k2} = u_d P_{k1}.$$

Суммарная сила тяги

$$P_\Sigma = P_{k1} + P_{k2} = P_{k1} (1 + u_d),$$

откуда

$$P_{k1} = P_\Sigma [1 / (1 + u_d)] \quad \text{и} \quad P_{k2} = P_\Sigma [u_d / (1 + u_d)]$$

или

$$\delta_1 = P_\Sigma / K_1 (1 + u_d) \quad \text{и} \quad \delta_2 = P_\Sigma u_d / K_2 (1 + u_d).$$

Подставив значения δ_1 и δ_2 в формулу (82), получим

$$\eta_\delta = 1 - \frac{P_\Sigma (u_d^2 K_1 + K_2) - P_\Sigma^2 u_d}{K_1 K_2 (1 + u_d)^2 - P_\Sigma^2 u_d (K_1 + K_2)}. \quad (83)$$

Формула характеризует зависимость η_δ от общей тяговой нагрузки P_Σ , ее распределения по мостам u_d и от сцепных свойств колес с грунтом первого и второго мостов. При $K_1 = K_2 = K$, т. е. при одинаковых колесах и равной нормальной нагрузке мостов,

$$\eta_\delta = 1 - \frac{P_\Sigma K (1 + u_d^2) - P_\Sigma^2 u_d}{K^2 (1 + u_d)^2 - 2 P_\Sigma u_d K}. \quad (84)$$

Для машин с симметричным межосевым дифференциалом ($u_d = 1$), когда оба моста имеют одинаковые тяговые усилия ($K_1 = K_2 = K$),

$$\eta_\delta = 1 - (2 P_\Sigma K - P_\Sigma^2) / (4 K^2 - 2 P_\Sigma K) = 1 - 0,5 P_\Sigma / K.$$

При симметричном дифференциале, но неодинаковых сцепных условиях, когда мосты имеют одинаковую тяговую нагрузку, а $K_1 \neq K_2$,

$$\eta_\delta = 1 - \frac{P_\Sigma (K_1 + K_2) - P_\Sigma^2}{4 K_1 K_2 - P_\Sigma (K_1 + K_2)}. \quad (85)$$

Формула в таком виде справедлива и для определения КПД буксования отдельного моста с дифференциальным приводом между колесами, когда коэффициенты буксования правого и левого колес различны (общий случай). В этом случае K_1 и K_2 должны быть заменены на K' и K'' — коэффициенты тангенциальной жесткости соответственно для правого и левого колес, а суммарная сила тяги заменена на касательную силу тяги моста.

Определим δ_1 и δ_2 для заблокированного межосевого привода:

$$P_{\Sigma} = P_{K1} + P_{K2} = K_1 \delta_1 + K_2 \delta_2 = (K_1 + K_2) \delta_1 + K_2 m_n.$$

Тогда

$$\delta_1 = (P_{\Sigma} - K_2 m_n) / (K_1 + K_2)$$

и

$$\delta_2 = (P_{\Sigma} + K_1 m_n) / (K_1 + K_2).$$

Введем понятие коэффициент u_p распределения тяговых сил по мостам при заблокированном приводе, соответствующий u_d при дифференциальном приводе:

$$u_p = \frac{P_{K2}}{P_{K1}} = \frac{K_2 \delta_2}{K_1 \delta_1} \frac{K_2 (P_{\Sigma} + K_1 m_n)}{K_1 (P_{\Sigma} - K_2 m_n)} = u_d,$$

при $K_1 = K_2 = K$

$$u_p = (P_{\Sigma} + K m_n) / (P_{\Sigma} - K m_n) = u_d.$$

Определим, при каком распределении тяговой нагрузки между двумя ведущими мостами будет максимальный η_{δ} . Взяв первую производную от η_{δ} по u_d из выражения (83) и приравняв полученное выражение нулю, находим, что наибольшее значение η_{δ} будет при $u_d = K_2 / K_1$. Так как $u_d = P_{K2} / P_{K1}$, то

$$P_{K2} / P_{K1} = K_2 / K_1,$$

или

$$P_{K2} / K_2 = P_{K1} / K_1 = \delta_1 = \delta_2 = \delta.$$

Отсюда следует, что необходимым условием минимума потери мощности является равенство коэффициентов буксования обоих мостов.

Расчетная зависимость η_{δ} от распределения тягового усилия по мостам при дифференциальном межосевом приводе приведена на рис. 88. Расчет выполнен по формуле (84) для машины с параметрами, близкими к параметрам тягача МоАЗ-542. Масса тягача 18 т. Масса поезда 40 т; коэффициент K одинаков для обоих мостов. Кривая 1 соответствует движению по асфальтобетонной дороге: $K = 500$ кН, $f = 0,02$, а кривая 2 — движению по грунту средней плотности: $K = 300$ кН, $f = 0,05$. Из графика видно, что η_{δ} имеет наибольшее значение при равном распределении тягового усилия по мостам и наименьшее — при $u_d = 0$ и $u_d = \infty$, т. е. когда ве-

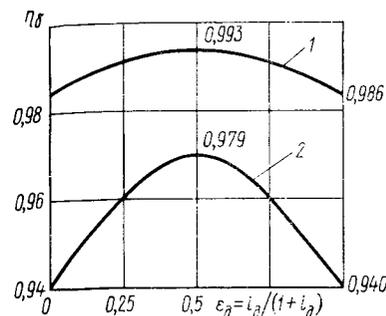
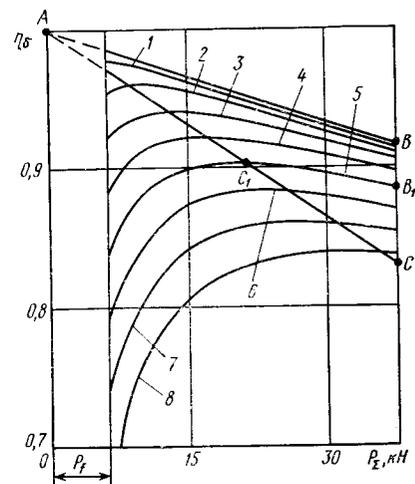


Рис. 88. Зависимость КПД η_{δ} от i_{δ}

Рис. 89. Зависимость η_{δ} от силы тяги при различных значениях m_n : 1—8 — при m_n , равном соответственно 0,02; 0,04; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,14 и 0,16



дущим является только один мост, передний или задний. Снижение η_{δ} при переходе на один ведущий мост особенно ощутимо при движении по грунтам.

Расчетная зависимость η_{δ} от общей силы тяги P_{Σ} для случая заблокированного межосевого привода применительно к машине с параметрами, близкими к параметрам трактора Т-150К класса 3, показана на рис. 89. В качестве расчетных данных приняты: масса трактора 7,8 т; развесовка по мостам равная, что достаточно близко соответствует режиму работы на пахоте. Сцепные условия мостов одинаковые. Коэффициент K , отнесенный к колесам одного моста, принят равным 240 кН. Для расчета принимают $m_n = 0,02 \div 0,16$ с интервалом 0,02. Таким образом,

$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{\delta_1^2 (1 - \delta_2) + \delta_2^2 (1 - \delta_1)}{\delta_1 (1 - \delta_2) + \delta_2 (1 - \delta_1)};$$

$$\delta_1 = (P_{\Sigma} / 2K) - 0,5 m_n;$$

$$\delta_2 = (P_{\Sigma} / 2K) + 0,5 m_n.$$

Прямая AB соответствует движению с двумя ведущими мостами при $m_n = 0$, когда $\delta_1 = \delta_2 = \delta = P_{\Sigma} / 2K$. Прямая AC соответствует движению с одним ведущим мостом, когда $\delta = P_{\Sigma} / K$, кривые 1—8 — движению трактора с заблокированным межосевым приводом при работающих обоих мостах и наличии кинематического несоответствия. Точки пересечения кривых с прямой AC соответствуют случаям, когда тяговое усилие переднего (отстающего) моста равно нулю. Левые ветви кривых от прямой AC характеризуют случаи, когда коэффициент буксования и тяговое усилие переднего моста

отрицательны, а заднего — положительны. Правые ветви соответствуют положительным значениям коэффициентов буксования и тягового усилия обоих мостов.

С ростом тяговой нагрузки правые ветви кривых асимптотически приближаются к прямой AB . Если при одном работающем мосте или двух работающих мостах при $m_n=0$ с уменьшением P_{Σ} КПД растет и при $P_{\Sigma} \rightarrow 0 \eta_{\delta} \rightarrow 1$, то при наличии кинематического несоответствия на участках малых нагрузок η_{δ} уменьшается и при $P_{\Sigma} \rightarrow 0 \eta_{\delta}$ также стремится к нулю. При $P_{\Sigma} \rightarrow 0$ буксование не исчезает при этом остаются потери на буксование. Ветви кривых ниже прямой AC соответствует режиму движения, когда в системе привода имеет место так называемая циркуляция паразитной мощности.

Циркуляцию паразитной мощности можно устранить, если установить муфту свободного хода, автоматически отключающую передний мост. Тогда кривая η_{δ} будет проходить (например, при $m_n=0,1$) по AC_1 , и далее по C_1B_1 . Эту закономерность можно проследить и при других значениях m_n .

Затраты мощности на буксование при работе двух мостов ($m_n=0$) меньше, чем при работе с одним ведущим мостом. Поэтому в машинах с дифференциальным межосевым приводом при любых дорожных условиях нет необходимости отключить один мост.

Чем больше коэффициент кинематического несоответствия m_n , тем больше потери мощности на буксование. С этой точки зрения следует стремиться к меньшим значениям конструктивного m_n . С другой стороны, для получения достаточно «чистого» отключения переднего моста m_n не должно быть очень малым. На некоторых тракторах при работе на транспорте с задними навесными машинами и орудиями отмечалось уменьшение кинематического несоответствия при изменении радиусов качения, что снижало «чистоту» отключения переднего моста. Экспериментально установлено, что наиболее целесообразные значения конструктивного кинематического несоответствия можно считать равными 5—8 %.

Большинство машин с блокированным межосевым приводом конструктивного кинематического несоответствия не имеют. Несмотря на расчетное согласование теоретических скоростей мостов, при движении машины с блокированным приводом отмечается некоторое рассогласование скоростей за счет различных конструктивных и эксплуатационных факторов. Например, вследствие допуска на изготовление шин коэффициент кинематического несоответствия составляет 1,5—2 %, в результате неодинакового давления воздуха в шинах 1—1,5 %, а вследствие неодинаковой нормальной нагрузки на шины 1—1,5 %. Динамические вертикальные нагрузки на отдельных осях в 1—2 раза превышают статическую нагрузку. Это приводит к возникновению межосевого кинематического несоответствия, которое составляет 4—5 %. Межосевое кинематическое несоответствие при движении автомобиля на повороте с минимальным радиусом составляет 25—30 % и более.

Наличие кинематического несоответствия при блокированном

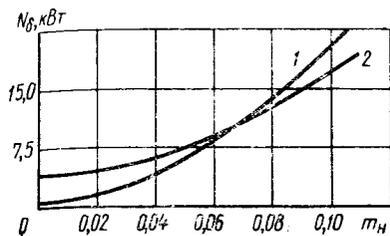


Рис. 90. Потери мощности на буксование автомобиля МАЗ-505:

1 — дорога с асфальтовым покрытием;
2 — грунтовая дорога

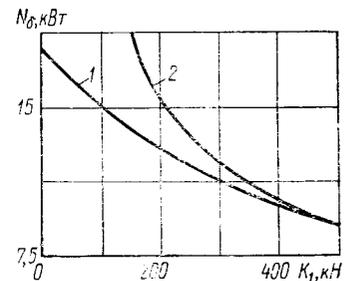


Рис. 91. Потери мощности N_{δ} в зависимости от схемы привода:

1 — блокированного; 2 — дифференциального

приводе установлено и косвенным путем — при определении эксплуатационного расхода топлива. Например, при определении расхода топлива автомобиля МАЗ-501 4×4 на дороге с твердым покрытием в трех случаях (межосевой привод блокирован, межосевой привод дифференциальный и движение происходит с одним ведущим мостом — передний мост отключен) наименьший расход топлива отмечался при использовании дифференциального привода. При блокированном приводе расход топлива на 8,5—12 %, а при работе с одним задним ведущим мостом — на 5—8 % больше. При испытании трехосного автомобиля «Урал-375» (6×6) на дорогах с твердым покрытием при блокированном приводе трех мостов расход топлива оказался на 8,7—12,5 % выше, чем при дифференциальном приводе. Применение межосевого дифференциала только в задней тележке снизило расход топлива на 6,6 %.

Расчет η_{δ} для различных дорожно-почвенных условий показывает, что при малых значениях m_n потери мощности на буксование больше при движении на мягких грунтах. С увеличением m_n потери мощности возрастают на дорогах с твердым покрытием. Это хорошо видно на графике (рис. 90), построенном по расчетным данным для автомобиля МАЗ-505 4×4.

При движении на участках дорог с неодинаковыми сцепными условиями, т. е. с разными значениями коэффициентов тангенциальной жесткости грунта K_1 и K_2 , потери мощности больше при дифференциальном приводе по причине неодинаковых буксований колес. На рис. 91 показано изменение N_{δ} для дифференциального и блокированного межосевого приводов при постоянном $K_2 = 500$ кН и изменяемом K_1 в диапазоне от 100 до 500 кН применительно к трактору Т-150 К при постоянном тяговом усилии $P_{\Sigma} = 30$ кН.

Приведенные исследования показывают, что при стабильных сцепных условиях, когда распределение тяги между мостами $u_p = K_2/K_1$, наименьшие потери мощности на буксование будут при дифференциальном приводе. Это отмечается при движении машины по доро-

гам с усовершенствованным покрытием или по ровной местности. В этом случае u_p определяется передаточным числом межосевого дифференциала u_d , равным распределению массы машины по мостам. Этому, как указывалось выше, соответствуют равные коэффициенты буксования ведущих колес.

При нестабильных сцепных условиях, т. е. изменяющихся значениях K_1 и K_2 , меньшие потери мощности наблюдаются при заблокированном приводе, так как в этом случае обеспечивается равенство буксований ведущих колес. Самоблокирующиеся дифференциалы в подавляющем большинстве случаев внедорожных условий работают как заблокированный привод. Поэтому, как и при заблокированном приводе, они обеспечивают достаточно малые потери мощности на буксование. В то же время в отличие от жесткого заблокированного привода самоблокирующиеся дифференциалы обеспечивают достаточно удовлетворительные условия поворота машин. Так как при коэффициенте блокировки $K_d = 3 \div 4$ в большинстве случаев внедорожных условий привод работает как заблокированный, то и проходимость колесных машин, оборудованных блокирующимися дифференциалами, близка к проходимости машин с заблокированным приводом.

Тяговые свойства многоосной машины с заблокированным межосевым приводом

При прямолинейном движении и заблокированном межосевом приводе отмечается кинематическое рассогласование между расчетными (теоретическими) линейными скоростями ведущих мостов. Кинематическое рассогласование (несоответствие) влияет на нагрузочный режим мостов и, что особенно важно, — на КПД движителя, т. е. на эксплуатационный расход топлива. Если известно кинематическое несоответствие, то расчетным путем можно определить и КПД машины.

В машинах типа 4x4 кинематическое рассогласование скоростей мостов оценивается коэффициентом кинематического несоответствия m_{ni} , представляющим собой отношение разности теоретических скоростей двух мостов к теоретической скорости одного из мостов. Однако при переходе к машинам с тремя, четырьмя и большим числом ведущих мостов использование этого метода становится затруднительным. Возникает проблема в оценке кинематического рассогласования мостов и определении КПД движителя.

Можно принимать один ведущий мост за базовый и находить кинематическое несоответствие между базовым и каждым из последующих мостов [2]. Этот метод обеспечивает правильное решение задачи, но не очень удобен, так как путь решения задачи не однозначен (расчетчик может принимать за базовый любой мост).

Представляется целесообразным поиск такого параметра, который был бы единым для любого моста. Тогда, сравнивая этот параметр с параметром, присущим только данному мосту, можно оценить особенность каждого моста. Таким общим параметром

для всех мостов может быть единая теоретическая скорость машины — U_a . Разность между скоростью U_a и теоретической скоростью данного моста и определит кинематическое несоответствие i -го моста. Такой метод расчета одинаково пригоден как при линейной, так и при нелинейной зависимости между δ и P_k .

Рассмотрим эквивалентную схему колесной машины, в которой два колеса каждого моста с межколесным дифференциальным приводом заменены одним условным средним колесом с радиусом качения r_i .

Примем $U_a = \omega_p r_{a0}$, где ω_p — угловая скорость вала раздаточной коробки; r_{a0} — приведенный к валу раздаточной коробки обобщенный радиус качения машины в ведомом режиме (буксирование), называемый расчетным.

Действительная скорость машины U меньше расчетной U_a по причине тяговой нагрузки и буксования движителя. Обозначим эту относительную потерю скорости коэффициентом буксования. Тогда

$$U = U_a (1 - \delta_a) = \omega_p r_{a0} (1 - \delta_a).$$

Так как мосты колесной машины связаны жесткой рамой, действительные скорости мостов и машины равны между собой, т. е.

$$V_i (1 - \delta_i) = U_a (1 - \delta_a),$$

где V_i — теоретическая скорость условного среднего колеса i -го моста; δ_i — коэффициент буксования условного среднего колеса i -го моста, откуда

$$\delta_i = 1 - (U_a / V_i) (1 - \delta_a) = 1 - r_a (u_i / r_i) (1 - \delta_a). \quad (86)$$

Из этой формулы видно, что при $\delta_a = 0$ и $r_{a0} \neq r_i / u_i$ справедливо равенство $m_{ni} = 1 - r_{a0} (u_i / r_i)$, которое назовем коэффициентом кинематического несоответствия (или просто кинематическим несоответствием) i -го моста.

Подставив m_{ni} в уравнение (86), получим

$$\delta_i = 1 - (1 - m_{ni}) (1 - \delta_a). \quad (87)$$

Значение r_{a0} найдем исходя из следующих соображений. Обычно коэффициент m_{ni} мал. Поэтому касательные силы тяги P_{ki} на колесах моста, возникающие при буксировке машины, пропорциональны m_{ni} т. е.

$$P_{ki} = K_i m_{ni} = K_i \left(1 - r_{a0} \frac{u_i}{r_i} \right), \quad (88)$$

где K_i — тангенс угла наклона начального линейного участка тяговой характеристики $P_{ki} = P_{ki}(\delta_i)$ i -го моста.

Сумма моментов колес, приведенных к валу раздаточной коробки при буксировке трактора, равна нулю, т. е.

$$\sum_{i=1}^n P_{ki} r_i / u_i = 0.$$

Подставляя в это уравнение значение P_{ki} из равенства (88) и ре-

шая его относительно r_{a0} , получаем

$$r_{a0} = \left(\sum_{i=1}^n K_i r_i / u_i \right) \left(\sum_{i=1}^n K_i \right)^{-1}.$$

Для машины с шинами одинаковых типоразмеров передаточные числа от вала раздаточной коробки к ведущим колесам обычно одинаковы. В этом случае можно найти обобщенный радиус качения машины в ведомом режиме, приведенный к валу колеса [18]:

$$r_{a0} = \left(\sum_{i=1}^n K_i r_i \right) \left(\sum_{i=1}^n K_i \right)^{-1}.$$

Вычислив значения r_{a0} и m_{ni} , задавшись значением δ_a , по формуле (85) определим δ_i . Затем, используя аналитические зависимости $P_{ki} = P_{ki}(\delta_i)$, найдем касательные силы тяги каждого моста.

При движении машины потери мощности на буксование

$$N_{\delta} = \sum_{i=1}^n P_{ki} V_i \delta_i, \quad (89)$$

а КПД, характеризующий эти потери,

$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{N_{\delta}}{N_k} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{ki} V_i (1 - \delta_i)}{\sum_{i=1}^n P_{ki} V_i}, \quad (90)$$

где N_k — мощность, подведенная к ведущим колесам.

Подставим выражения для V_i и δ_i в уравнения (89) и (90). Тогда

$$N_{\delta} = \omega_p r_{a0} (1 - \delta_a) \sum_{i=1}^n P_{ki};$$

$$\eta_{\delta} = r_{a0} (1 - \delta_a) \sum_{i=1}^n P_{ki} / \left[\sum_{i=1}^n P_{ki} (r_i / u_i) \right].$$

В случае линейной зависимости между касательной силой тяги и буксованием

$$P_{ki} = K_i \delta_i = K_i - K_i (1 - m_{ni}) (1 - \delta_a).$$

Значение δ_a можно найти, приравняв нулю сумму проекций на продольную ось всех касательных сил тяги и сил сопротивления движению, т. е.

$$\sum_{i=1}^n K_i - \sum_{i=1}^n K_i (1 - m_{ni}) (1 - \delta_a) - F_{\Sigma} = 0,$$

где F_{Σ} — сумма проекций на продольную ось машины сил сопротивления движению, включая силу тяги на крюке.

Решая это уравнение относительно δ_a [21], получаем

$$\delta_a = \frac{F_{\Sigma} - \sum_{i=1}^n K_i m_{ni}}{\sum_{i=1}^n K_i (1 - m_{ni})}.$$

Если для заданных условий эксплуатации линейная зависимость не удовлетворяет требуемой точности, то можно выполнять расчет, задаваясь сначала значением δ_a . Вычислив затем δ_i и подставив его значение в формулу, описывающую нелинейную зависимость $P_{ki} = P_{ki}(\delta_i)$, можно определить P_{ki} .

Для характеристики эффективности тяговых внедорожных машин используют тяговый КПД η_T , который определяется как отношение мощности на крюке $N_{кр}$ к мощности, развиваемой двигателем N_e , т. е.

$$\eta_T = N_{кр} / N_e = [U_a (1 - \delta_a) P_{кр}] / N_e, \quad (91)$$

где $P_{кр}$ — усилие на крюке.

Мощность, развиваемая двигателем при заданном усилии на крюке,

$$N_e = \frac{\omega_p}{\eta_{кп}} \sum_{i=1}^n \frac{P_{ki} r_i}{\eta_i^{\kappa} u_i}, \quad \kappa = \text{sgn } P_{ki}, \quad (92)$$

где $\eta_{кп}$ — КПД передачи от двигателя до раздаточного вала коробки передач или раздаточной коробки; η_i — КПД передачи от раздаточного вала до колес i -го моста.

Подставляя уравнение (91) в выражение (92), получим формулу для тягового КПД

$$\eta_T = \frac{r_{кр} r_{a0} \eta_{кп}}{\sum P_{ki} r_i / (u_i \eta_i^{\kappa})} (1 - \delta_a).$$

Если известна экспериментальная зависимость удельного расхода топлива от мощности двигателя $g_e = g_e(N_e)$, то можно определить удельный расход топлива на единицу крюковой мощности, т. е.

$$g_{кр} = g_e / \eta_T.$$

С использованием полученных зависимостей рассчитаны зависимости тягового КПД и буксования от силы тяги на крюке трак-

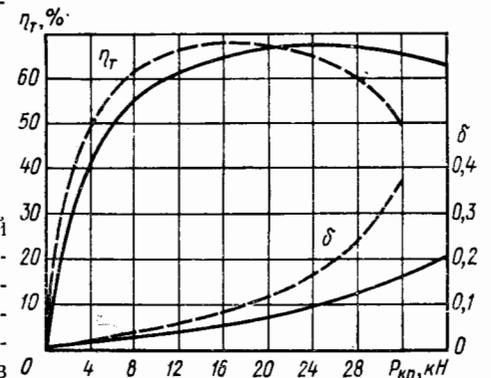


Рис. 92. Зависимость тягового КПД и коэффициента буксования от усилия на крюке трактора:

--- 4x4; — 6x6

торов 4×4 и 6×6 (рис. 92). Ниже приведены основные технические показатели тракторов.

Колесная формула	4×4	6×6
Распределение массы по мостам, кг:		
первому	2040	2040
второму	3060	2040
третьему	—	3060
Размер шин колес моста:		
первого	16—20	16—20
второго	16,9R38	16—20
третьего	—	16,9R38
Давление воздуха в шинах колес (в МПа) для мостов:		
первого	0,11	0,11
второго	0,11	0,11
третьего	—	0,11
Радиусы качения колес (в м) в ведомом режиме для мостов:		
первого	0,507	0,507
второго	0,815	0,514
третьего	—	0,815
Расстояние от заднего моста до управляемого, м:		
первого	2,76	4,0
второго	—	2,76
Передаточное число от ведомого вала коробки передач до колес моста:		
первого	14,88	14,88
второго	22,575	14,88
третьего	—	22,575

Удельная касательная сила тяги i -го моста F_{pi} рассчитывалась по формуле (80). Предполагали, что при работе трактора 6х6 подвеска двух передних мостов обеспечивает их одинаковую нормальную нагрузку.

Принятые в расчете значения коэффициентов сцепления φ , сопротивления качению f и характеристического буксования δ_x соответствуют стерне легкого суглинка. Для колес с шинами 16—20 $f=0,068$; $\varphi=0,84$; $\delta_x=0,15$. Для колес с шинами 16,9R38 $f=0,058$; $\varphi=0,87$; $\delta_x=0,14$.

Рассмотренная методика оценки тягово-сцепных свойств многоосных машин позволяет прогнозировать их экономичность на стадии проектирования.

Тяговые свойства ведущего моста

Тяговое усилие многоприводной машины представляет собой сумму тяговых усилий всех ведущих мостов. Необходимо исследовать факторы, определяющие тяговое усилие каждого моста, причем рассматриваются только факторы, связанные с взаимодействием движителя с опорной поверхностью.

Определим предельные (наибольшие) значения тягового усилия $P_{k \max}$. При расчете тяговых свойств вновь создаваемой машины следует исходить из равенства нормальных нагрузок колес моста и одинаковых значений коэффициентов сцепления. В этом случае мак-

симальное тяговое усилие моста не зависит от схемы межколесной связи и типа привода.

Однако при движении в условиях бездорожья во многих случаях коэффициенты сцепления колес неодинаковы. Причиной этого в большинстве случаев является физическое состояние поверхности дороги, а также степень износа протектора колес, различное давление воздуха в шинах и т. п. Например, при работе машины на склоне и работе трактора на пахоте, когда одно колесо моста движется в борозде, а другое по невспаханной части поля, нормальные нагрузки колес не равны между собой. На автомобиле такое явление отмечается при смещенном центре тяжести груза.

Определим максимальное тяговое усилие моста в этих условиях при разных схемах межколесного привода. При заблокированном приводе тяговое усилие моста наибольшее, т. е.

$$P_{k \max} = G'_k \varphi' + G''_k \varphi'',$$

где G'_k и G''_k — нормальные нагрузки колес моста, соответственно минимальная и максимальная; φ' и φ'' — коэффициенты сцепления колес с дорогой (почвой) соответственно минимальный и максимальный.

При дифференциальном приводе с симметричным межколесным дифференциалом тяговое усилие наименьшее, т. е.

$$P_{k \max} = 2G'_k \varphi'.$$

При использовании самоблокирующегося дифференциала тяговое усилие занимает промежуточное значение и близко к заблокированному или к дифференциальному приводе в зависимости от коэффициента блокировки K_d . В этом случае

$$P_{k \max} = G'_k \varphi' (1 + K_d).$$

Пусть $\varphi' = 0,2$; $\varphi'' = 0,8$; $K_d = 2,5$; нормальные нагрузки колес одинаковые. Тогда тяговые усилия мостов при заблокированном и дифференциальном приводах и при использовании самоблокирующегося дифференциала будут в отношении, как 1,0:0,4:0,7. Эти отношения определяют проходимость машины с одним ведущим мостом. Если в колесной машине несколько ведущих мостов, то проходимость характеризуется суммарной тяговой силой машины.

Схема межколесного привода влияет не только на экстремальные значения тягового усилия моста, но и на экономичность и производительность машины при любом промежуточном значении касательной силы тяги моста.

Под действием касательной силы тяги колеса возникает тангенциальная деформация шины и грунта. При движении по местности эта деформация в основном обусловлена свойствами грунта (отмечается частичная потеря скорости движения и, следовательно, некоторая потеря мощности). При неодинаковой плотности грунта и, следовательно, неодинаковых коэффициентах тангенциальной жесткости грунта процесс буксования колес зависит от схемы межколесного привода. Положим, что между тяговым усилием

моста и буксованием при прямом движении существует линейная зависимость. Рассмотрим КПД η_δ для отдельного моста трактора. Считаем, что значения коэффициентов тангенциальной жесткости шин и грунта изменяются, но сумма их постоянна.

При заблокированном приводе суммарная касательная сила тяги ведущего моста

$$P_k = P_k' + P_k'' = K'\delta + K''\delta = \delta(K' + K''),$$

откуда

$$\delta = P_k / (K' + K'').$$

Коэффициент буксования моста δ — постоянная величина, так как и числитель и знаменатель постоянны.

Тогда

$$\eta_\delta = 1 - \delta = 1 - P_k / (K' + K'').$$

Для расчета КПД η_δ при дифференциальном межколесном приводе воспользуемся формулой (85), заменив в ней тяговое усилие машины на тяговое усилие моста P_k , а коэффициенты K_1 и K_2 мостов на коэффициенты K' и K'' колес одного моста.

Самоблокирующийся дифференциал, используемый как межколесный, блокирует колеса при отношении сил тяги колес, меньшем коэффициента блокировки. После срабатывания дифференциала движение машины осуществляется с различными угловыми скоростями колес и различными коэффициентами буксования, но с постоянным отношением касательных сил тяги колес, равным K_d .

В данном случае характерны два режима и два периода работы межколесного привода: первый режим — заблокированный, совпадающий с обычным заблокированным приводом, и второй — дифференциальный, не совпадающий с режимом работы обычного дифференциала. Для определения КПД η_δ моста во втором периоде воспользуемся уравнением (83) в несколько измененном виде, а именно:

$$\eta_\delta = 1 - \delta = 1 - \frac{P_k (K_d^2 K' + K'') - P_k^2 K_d}{K' K'' (1 + K_d^2) - P_k K_d (K' + K'')}.$$

Результаты расчетов для трех видов межколесного привода приведены в табл. 6 и на рис. 93. Точка А соответствует случаю, когда $K' = K''$ и η_δ одинаков для всех трех приводов.

При заблокированном приводе коэффициент η_δ постоянный во всем диапазоне изменения K' и K'' (прямая АС) при равных коэффициентах буксования колес. При дифференциальном приводе с нарастанием разницы K' и K'' КПД уменьшается (кривая 1) при возрастающей разнице буксований колес. При самоблокирующем дифференциале на участке АВ привод действует как заблокированный и поэтому КПД остается постоянным. При достижении соотношением K''/K' значения K_d (точка В) дифференциал срабатывает. С возрастанием отношения K'' и K' разницы буксований колес увеличивается и КПД уменьшается (кривая 2).

Таким образом, при движении во внедорожных условиях наименьшие потери мощности на буксование, наблюдаются при заблокированном приводе. Они достаточно малы при использовании самоблокирующихся дифференциалов. При дифференциальном приводе потери мощности повышены (табл. 6).

Обычно потери мощности определяют по эксплуатационному расходу топлива.

Испытания трактора МТЗ-80 (4x2) при пахоте стерни на глубину 0,22 м показали, что без блокировки дифференциала левое колесо, движущееся по стерне, буксует в 1,5—2 раза больше правого колеса. Потеря скорости трактора, обусловленная буксованием колес, при номинальной силе тяги составила 30%. После включения блокировки дифференциала потери скорости снизилась до 22%.

Блокировка дифференциала трактора МТЗ-50 (4x2) при работе с плугом позволила снизить расход топлива и повысить производительность трактора на 10—16%. При работе на склоне и одинаковом буксовании колес сила тяги больше при заблокированном приводе по сравнению с дифференциальным на 15—20% [20].

Самоблокирующийся дифференциал повышенного трения при малых и средних эксплуатационных нагрузках работает как заблокированный привод. Испытания трактора МТЗ-82 (4x4) с дифференциалом повышенного трения ($K_d = 2,6$) в переднем мосту показали, что при силе тяги на крюке до 10 кН коэффициенты буксования обоих колес одинаковы. При силе тяги на крюке более 10 кН одинаковое буксование чередовалось с раздельным буксованием колес. При установке дифференциала с $K_d = 3,14$ взамен дифференциала с $K_d = 2,6$ буксования колес были одинаковыми во всем диапазоне эксплуатационных крюковых нагрузок. Аналогичные результаты были получены и при движении по снегу глубиной до 0,2 м. Следовательно, экономичность работы машин с самоблокирующимся дифференциалом близка к экономичности работы ма-

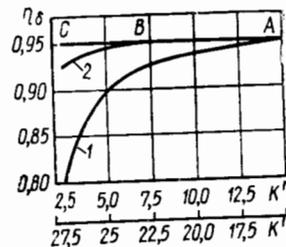


Рис. 93. Зависимость КПД η_δ от K' и K''

Таблица 6

$K',$ кН	$K'',$ кН	η_δ			$K',$ кН	$K'',$ кН	η_δ		
		Блокированный привод	Дифференциальный привод	Самоблокирующийся дифференциал			Блокированный привод	Дифференциальный привод	Самоблокирующийся дифференциал
150	150	0,95	0,950	0,950	75	225	0,95	0,924	0,950
125	175	0,95	0,943	0,950	50	250	0,95	0,895	0,947
100	200	0,95	0,937	0,950	25	275	0,95	0,794	0,929

шин с блокированным приводом. Такова характеристика работы ведущего моста при прямолинейном движении и неравных сцепных условиях его колес с дорогой.

Рассмотрим работу ведущего моста при криволинейном движении и одинаковых сцепных условиях колес. При дифференциальном межколесном приводе силы тяги колес равны, а угловые скорости различны при разных траекториях их движения. При блокированном приводе, наоборот, угловые скорости колес равны, а силы тяги колес различны. Криволинейное движение осуществляется за счет большего буксования внутреннего колеса. При этом

$$\delta' = \delta [1 + B/(2R)] - B/(2R);$$

$$\delta'' = \delta [1 - B/(2R)] + B/(2R).$$

Так как $\delta'' > \delta'$, то $P_{к''} > P_{к'}$. Момент, препятствующий повороту,

$$M_c = 0,5B(P_{к''} - P_{к'}) = 0,5BK'(\delta'' - \delta') = \frac{K'B^2}{2R}(1 - \delta) = \frac{KB^2}{4R}(1 - \delta), \quad (93)$$

где K' — коэффициент применительно к одному колесу; K — применительно к мосту в целом (двум колесам).

При установке самоблокирующегося дифференциала в первый период его работы (блокированный привод) динамика моста определяется выражением (93). Когда $P_{к''}/P_{к'} = K_d$, дифференциал сработает, и дальнейшее изменение сил тяги колес прекратится. Следовательно, прекратится и возрастание момента сопротивления повороту. Этот момент можно определить по формуле

$$M_c = BK'\delta(K_d - 1)/(K_d + 1) = 0,5BKP_k(K_d - 1)/(K_d + 1). \quad (94)$$

При совместном решении выражений (93) и (94) можно найти радиус поворота, при котором срабатывает дифференциал:

$$R_d = 0,5B[(K_d + 1)/(K_d - 1)][(1 - \delta)/\delta]. \quad (95)$$

Следовательно, самоблокирующийся дифференциал позволяет улучшить проходимость автомобиля, а также ограничить момент сопротивления повороту, сохранив удовлетворительную поворачиваемость. Из выражения (95) видно, что радиус R_d зависит не только от K_d , но и от тяговой нагрузки и плотности почвы, т. е. от δ . Ниже значения δ' и δ'' приведены применительно к ведущему мосту трактора Т-150К при криволинейном движении по стерне ($K = 200$ кН; при $P_k = 15$ кН).

$R_d, м$	28	24	20	16	12	8
$\delta' \cdot 10^4$	468	422	357	260	95	230
$\delta'' \cdot 10^4$	1030	1076	1145	1242	1406	1730
δ''/δ'	2,2	2,55	3,2	4,78	14,8	—

При использовании дифференциала свободного хода отключение наружного колеса произойдет при $R_d = 11$ мм. При всех значениях

вращениях $R_d > 11$ м наружное колесо не отключится и будет иметь хотя и уменьшенную, но положительную касательную силу тяги. Это показывает, что дифференциал свободного хода позволяет исключить возможность отрицательного значения силы $P_{к'}$, отключить наружное колесо лишь при некотором промежуточном значении R_d , определяемом уравнением (95), а не при входе машины в поворот.

ВЛИЯНИЕ СХЕМЫ ПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС НА ПОВОРАЧИВАЕМОСТЬ МНОГООСНЫХ МАШИН

Поворачиваемость машин

Применение длиннобазных многоосных колесных машин кроме решения проблемы экономичного использования энергии двигателя вызывает необходимость решения задачи вписываемости этих машин в повороты существующей дорожной сети и обеспечения маневренности на местности.

Полную информацию о поворачиваемости машин можно получить при определении кинематических и силовых параметров, характеризующих процесс поворота.

В данной главе рассматривается методика расчета параметров установившегося поворота машины, в которой в отличие от имеющихся расчетных методов оценки этих параметров [15, 23] используется другой способ учета нелинейности характеристик колеса. Он заключается в замене участка кривой в окрестности точки, касательной к ней. Основные положения предлагаемой методики разработаны с учетом влияния на поворачиваемость комбинированных схем привода многоосных машин. В частности принимается во внимание изменение тяговой характеристики и момента сопротивления повороту моста при повороте машины с самоблокирующимся дифференциалом. Изменения тяговой характеристики моста, а также кинематического несоответствия, возникающего в блокированном приводе при повороте колес, учитываются при расчете распределения касательных сил тяги по колесам машины. При определении кинематических параметров предусматривается вычисление коэффициентов буксования колес машины. Это, в свою очередь, позволяет рассчитать удельную мощность, подводимую к колесам при повороте. Так как удельная мощность зависит от схем управления и привода, будем использовать ее как энергетический показатель поворачиваемости.

Параметры установившегося поворота, рассчитанные при малой скорости движения, применяют для вычисления оценок маневренности. Маневренность характеризует способность машины к изменению своего положения на ограниченной площадке и в проездах заданной формы и размеров. Одним из ее основных показателей

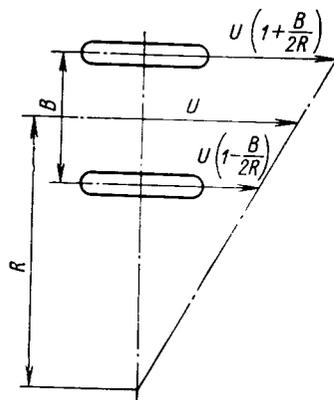


Рис. 95. Схема поворота ведущего моста

колес:

$$\delta_i = 1 - (1 - \delta_i') (1 - \delta_i'') / [1 - 0,5(\delta_i' + \delta_i'')].$$

Будем считать трение в межколесном симметричном дифференциале незначительным. Тогда крутящие моменты, передаваемые на забегавшее и отстающее колеса, всегда равны, а значит равны и касательные силы тяги, развиваемые на колесах. Неодинаковое буксование колес в этом случае связано только с перераспределением нормальных реакций. Поскольку рассматривается движение машины с небольшими скоростями, то перераспределение нормальных реакций незначительно и может не учитываться. Поэтому будем считать, что $\delta_i' = \delta_i'' = \delta_i$.

Если межколесный дифференциал заблокирован или используется самоблокирующийся межколесный дифференциал, то $\delta_i' \neq \delta_i''$. Из кинематической схемы поворота моста с заблокированной связью колес (рис. 95) получим

$$\delta_i' = 1 - \frac{U}{V_i} \left(1 + \frac{B}{2R}\right) \sec \alpha_i; \quad (102)$$

$$\delta_i'' = 1 - \frac{U}{V_i} \left(1 - \frac{B}{2R}\right) \sec \alpha_i; \quad (103)$$

$$\delta_i = 0,5(\delta_i' + \delta_i'') = 1 - (U/V_i) \sec \alpha_i.$$

Используя зависимости между кинематическими параметрами δ_i и ψ_i и соответственно между касательной P_{ki} и боковой P_{bi} силами, действующими на колеса моста, можно получить дополнительные соотношения между указанными силами и параметрами R и X , характеризующими поворот машины.

Силы, действующие в плоскости дороги на колеса машины

Силы, действующие в плоскости контакта с дорогой колес i -го моста, приводятся к боковой P_{bi} и продольным силам P_{ki} и P_{fi} , приложенным к середине моста, и моменту сопротивления повороту M_{ci} .

Для количественного анализа движения машины необходимы аналитические зависимости, связывающие силы, возникающие в контакте колеса, с кинематическими параметрами ψ_i и δ_i . Математическая обработка графиков, полученных при экспериментальных измерениях, позволяет получить аналитические выражения характеристик колеса с достаточной точностью.

Зависимость между углом увода ψ и боковой силой P_b колеса можно считать линейной при малых значениях ψ

$$P_b = K_{y0} \psi,$$

где K_{y0} — коэффициент сопротивления уводу, соответствующий начальному линейному участку характеристики.

При качении колеса по дороге с твердым покрытием K_{y0} равен сопротивлению шины боковому уводу $K_{yш}$.

Сопротивление шин боковому уводу

$$K_{yш} = \xi_y G_k \sqrt{D/h_0},$$

где $\xi_y = 0,75 \div 1,0$ для обычных шин; $\xi_y = 1,15 \div 1,35$ для широкопрофильных шин.

Боковая сила при качении по мягкому грунту определяется углом бокового увода колеса, сопротивлением шины боковому уводу $K_{yш}$, сопротивлением сдвигу в контакте колеса с грунтом $K_{сд}$ и сопротивлением смятия грунта боковой стенки колеи $K_{см}$ [1]. Если колесо создает по отношению к своему диаметру относительно неглубокую колею, то значением $K_{см}$ можно пренебречь.

Для определения $K_{сд}$ найдем касательное напряжение τ , действующее на элементарную площадку контакта на расстоянии x от начала контакта. При очень малом уводе

$$\tau = (\tau_{max} x / k_\tau) \psi_{сд},$$

где τ_{max} — максимальное напряжение сдвига; k_τ — деформация грунта, соответствующая максимальному напряжению сдвига; $\psi_{сд}$ — угол увода, вызываемый сдвигом грунта.

Боковая сила на площадке контакта длиной $2a$ и шириной b_n

$$P_b = b_n \int_0^{2a} \tau dx = \frac{2b_n a^2 \tau_{max}}{k_\tau} \psi_{сд}.$$

При равномерном распределении нормального давления по площади контакта

$$2ab_n \tau_{max} = \varphi G_k.$$

Тогда

$$P_b = (\varphi G_k a / k_\tau) \psi_{сд} = K_{сд} \psi_{сд}.$$

Суммарный угол увода колеса, движущегося по мягкому грунту с относительно неглубокой колеей,

$$\psi = P_b (1/K_{yш} + 1/K_{сд}) = P_b (K_{yш} + K_{сд}) / (K_{yш} K_{сд}).$$

Из этого уравнения следует, что коэффициент сопротивления уводу K_{y0} при качении колеса по грунту определяется выражением

$$K_{y0} = \frac{K_{yш} K_{сд}}{K_{yш} + K_{сд}} = K_{yш} \left(1 + \frac{k_\tau K_{yш}}{\varphi G_k a}\right)^{-1}.$$

Деформация k_{τ} зависит от сжимаемости грунтов ($k_{\tau} = 0,025$ м для сыпучих песков; $k_{\tau} = 0,06$ м для глинистых грунтов при максимальной их уплотненности).

Линейная зависимость боковой силы от угла увода шины сохраняется до $P_{\delta} = 0,3\varphi G_k$. Поэтому для решения задач криволинейного движения колесной машины необходимо пользоваться нелинейной характеристикой. Формула нелинейной характеристики бокового увода [3] имеет вид гиперболического тангенса. При принятии допущения о равенстве углов увода обоих колес моста получим аналогичную зависимость суммарной боковой силы обоих колес $P_{\delta i}$ от угла увода ψ_i , т. е.

$$P_{\delta i} = \varphi G_i \operatorname{th} \left(\frac{K_{y0i} \psi_i}{\varphi G_i} \right), \quad (104)$$

где K_{y0i} — максимальное значение суммарного коэффициента сопротивления боковому уводу обоих колес моста [угловой коэффициент касательной к кривой $P_{\delta i} = P_{\delta i}(\psi_i)$ в начале координат].

При выводе уравнений движения машины используется линеаризация функции (104) в окрестности точки $(\psi_{i0}, P_{\delta i0})$ [3,4], т. е.

$$P_{\delta i} = C_{y_i} + K_{y_i} \psi_i, \quad (105)$$

где C_{y_i} — коэффициент боковой силы; K_{y_i} — коэффициент сопротивления уводу колеса.

Коэффициент сопротивления уводу колеса

$$K_{y_i} = \varepsilon_i [\partial P_{\delta i}(\psi_{i0}) / \partial \psi_i].$$

Коэффициент боковой силы

$$C_{y_i} = \varepsilon_i P_{\delta i}(\psi_{i0}) - K_{y_i} \psi_{i0},$$

где ε_i — поправочный коэффициент, учитывающий влияние силы $P_{\delta i}$ моста на характеристику его увода.

При определении ε_i принято допущение о возможности применения эллипса трения к соотношению между боковой и касательной силами. Для ведущего моста с простым симметричным дифференциалом

$$\varepsilon_i = \sqrt{1 - [P_{\delta i} / (\varphi G_i)]^2}.$$

Для ведущего моста с самоблокирующимся дифференциалом или с включенной блокировкой дифференциала

$$\varepsilon_i = 0,5 \sqrt{1 - [2P'_{\delta i} / (\varphi G_i)]^2} + 0,5 \sqrt{1 - [2P''_{\delta i} / (\varphi G_i)]^2},$$

где $P'_{\delta i}$ и $P''_{\delta i}$ — касательные силы соответственно наружного и внутреннего колес моста.

При наличии симметричного межколесного дифференциала можно считать равными коэффициенты буксования забегающего и отстающего колес, т. е. $\delta'_i = \delta''_i = \delta_i$. Тогда аналитическая зависимость касательной силы тяги моста $P_{\delta i}$ от δ_i имеет вид

$$P_{\delta i} = \varphi P(\delta_i) G_i, \quad (106)$$

где $\varphi P(\delta_i)$ — эмпирическая зависимость удельного касательного усилия от коэффициента буксования.

При выводе уравнений движения используется линеаризованная зависимость [4], т. е.

$$P_{\delta i} = C_{x_i} + K_{x_i} \delta_i. \quad (107)$$

где C_{x_i} — коэффициент касательной силы тяги; K_{x_i} — коэффициент тангенциальной жесткости.

$$K_{x_i} = \partial P_{\delta i}(\delta_{i0}) / \partial \delta_i; \quad (108)$$

$$C_{x_i} = P_{\delta i}(\delta_{i0}) - K_{x_i} \delta_{i0}, \quad (109)$$

где $P_{\delta i}(\delta_{i0})$ — нелинейная зависимость вида (106).

Если ведущий мост имеет самоблокирующий дифференциал или если межколесный дифференциал заблокирован, то

$$P_{\delta i} = C'_{x_i} + C''_{x_i} + K'_{x_i} \delta' + K''_{x_i} \delta''_i. \quad (110)$$

Коэффициенты C'_{x_i} и C''_{x_i} , K'_{x_i} и K''_{x_i} определяют аналогично по формулам (108) и (109). Только в этом случае в выражение (106) следует подставлять вместо нормальной нагрузки на мост G_i нагрузку на колесо $G'_i = G''_i = 0,5G_i$, а вместо коэффициента буксования δ_i — коэффициент δ'_i для забегающего колеса или δ''_i для отстающего колеса.

Сопротивление качению ведомого колеса P_f при движении по твердой опорной поверхности определяется в основном гистерезисом материала шины и оценивается коэффициентом сопротивления качению $f_{ш}$. Сопротивление качению колеса по мягкому грунту складывается из сопротивления уплотнению грунта и сопротивления, вызываемого дугообразной волной, которая образуется перед колесом и оценивается коэффициентом сопротивления качению f_g . Необходимо учитывать затраты энергии на гистерезисные потери в материале шины. Коэффициент сопротивления качению колеса $f = f_g + f_{ш}$. Для ведомого колеса коэффициент f определяется экспериментально по формуле $f = P_f / G_k$. Этот коэффициент можно определить и аналитически [1].

В рассматриваемой задаче достаточно воспользоваться средними значениями f [11, 12, 24].

Момент сопротивления повороту ведущего моста колесной машины

Момент сопротивления повороту i -го моста машины M_{cti} складывается из стабилизирующего момента колес M_{cti} и момента $M_{дi}$, возникающего вследствие перераспределения касательных сил тяги на колесах моста, из-за внутреннего трения межколесного дифференциала.

Стабилизирующий момент колес моста

$$M_{cti} = a_{ш}^2 K_{x_i} (1 - \delta_i) / (12R) + 0,33a K_{y_i} \psi_i,$$

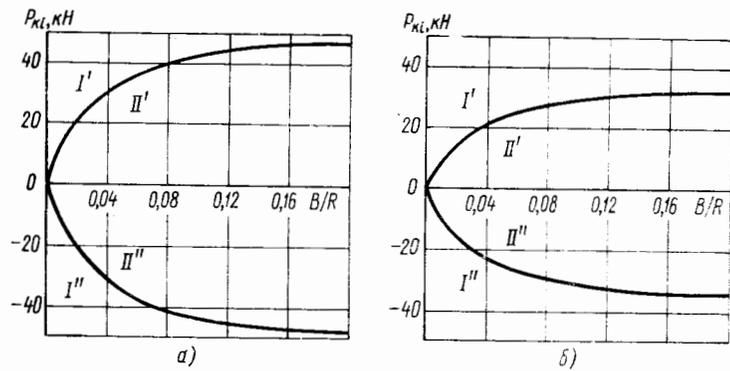


Рис. 96. Границы режимов работы самоблокирующегося межколесного дифференциала ($K_d=3$) на дорогах:

a — с асфальтовым покрытием; *б* — грунтовых; *I'* и *I''* — блокированный привод соответственно на ведущем и тормозном режимах; *II'* и *II''* — дифференциальный привод соответственно на ведущем и тормозном режимах

где $a_{ш}$ — ширина площадки контакта колеса; a — величина, соответствующая половине длины контакта.

Первая составляющая стабилизирующего момента определяется сносом продольной реакции и быстро уменьшается с ростом коэффициента буксования δ_i . Вторая составляющая стабилизирующего момента определяется сносом боковой реакции, значение которой при увеличении угла увода ψ_i возрастает примерно пропорционально этому углу, достигает максимума, а затем уменьшается.

Момент $M_{ди}$ определяется разностью касательных сил тяги на колесах моста:

$$M_{ди} = 0,5BK_{ми}P_{ки} \cos \alpha_i, \quad (111)$$

где коэффициент $K_{ми} = (P_{ки}'' - P_{ки}')/P_{ки}$ зависит от условий работы моста. До момента срабатывания межколесного дифференциала коэффициент $K_{ми}$ изменяется от $-K_{гi}$ до $K_{гi}$. Когда разность моментов на полуосях достигнет значения момента трения $M_{гi}$, дифференциал разблокируется. Тогда $K_{ми} = K_{гi} \operatorname{sgn}(P_{ки})$.

На тяговых и вездеходных транспортных машинах широко используются межколесные дифференциалы повышенного трения ($0 < K_{гi} < 1$) и дифференциалы свободного хода, для которых условно $K_{гi} = 1$. Поэтому представляет интерес возможность определения области режимов работы самоблокирующегося дифференциала.

При принятом условии равенства расчетных радиусов колес моста из плана скоростей имеем

$$\frac{B}{R} = \frac{\delta_i'' - \delta_i'}{1 - 0,5(\delta_i' + \delta_i'')} = \frac{\delta_i'' - \delta_i'}{1 - \delta_i}. \quad (112)$$

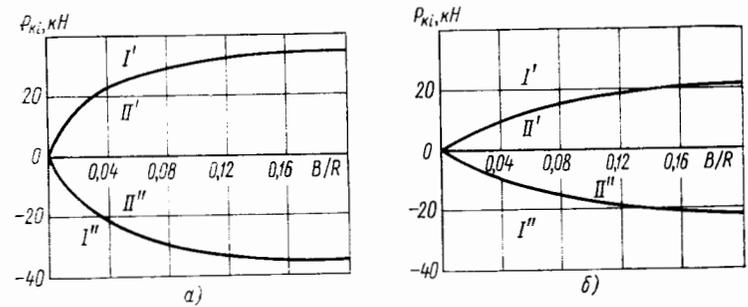


Рис. 97. Границы режимов работы межколесного дифференциала свободного хода на дорогах:

a — с асфальтовым покрытием; *б* — грунтовых; *I'* и *I''* — блокированный привод соответственно на ведущем и тормозном режимах; *II'* и *II''* — отключены колеса соответственно забегающее и отстающее

Задаваясь значениями $P_{ки}$, вычислим $P_{ки}'$ и $P_{ки}''$, соответствующие срабатыванию самоблокирующегося дифференциала:

$$P_{ки}' = 0,5(1 \mp K_{гi})P_{ки}; \quad P_{ки}'' = 0,5(1 \pm K_{гi})P_{ки}.$$

Знак минус перед $K_{гi}$ соответствует ведущему режиму работы моста, а знак плюс — тормозному режиму.

Используя зависимость $\varphi_p = \varphi_p(\delta)$, определим соответствующие значения δ_i' и δ_i'' , при подстановке которых в формулу (112) получим граничные значения относительной кривизны поворота, разделяющие область изменения $P_{ки}$ и B/R на область, в которой оба колеса заблокированы, и область, в которой срабатывает дифференциал. Для построения зависимости $P_{ки}$ от B/R , показанной на рис. 96, рассматривались параметры ведущего моста автомобиля с заданными тяговыми характеристиками колес при движении по дороге с асфальтовым покрытием

$$\varphi_p = 0,8 \left[1 - \frac{1 - \exp(-48,4 |\delta|)}{48,4 |\delta|} \right] \operatorname{sgn}(\delta);$$

по грунтовой дороге

$$\varphi_p = 0,564 \left[1 - \frac{1 - \exp(-23 |\delta|)}{23 |\delta|} \right] \operatorname{sgn}(\delta).$$

Нормальная нагрузка на мост $G_i = 98$ кН. Момент трения межколесного дифференциала $K_{гi} = 0,5$.

Определим режимы работы межколесного дифференциала свободного хода моста с теми же характеристиками колес. Если мост ведущий ($P_{ки} > 0$), то при повороте отключается наружное забегающее колесо. В момент его отключения $\delta_i' = 0$, а $\delta_i'' = 0,5\delta_i$. Из Уравнения (112)

$$B/R = \delta_i'' / (1 - 0,5\delta_i'').$$

Если мост работает в тормозном режиме (при торможении через силовую передачу), т. е. когда $P_{ki} < 0$, то при повороте отключается внутреннее колесо. В момент его отключения $\delta_i'' = 0$, а $\delta_i = 0,5\delta_i'$. При этом

$$B/R = \delta_i' / (1 - 0,5\delta_i').$$

С использованием заданных тяговых характеристик колеса на рис. 97 изображены граничные кривые $P_{ki} = f(B/R)$, разделяющие области режимов работы дифференциала свободного хода при повороте машины на дороге с асфальтовым покрытием и при повороте на грунтовой дороге.

Распределение касательных сил тяги по ведущим мостам колесной машины

Так как заблокированный (полностью или частично) привод к ведущим мостам является основным средством обеспечения проходимости, целесообразно отдельно рассмотреть вопросы распределения касательных сил тяги по мостам при заблокированном приводе и использования дифференциала свободного хода в качестве межосевого. Пусть каждый мост машины имеет дифференциальную связь колес ($K_{ri} = 0$). Тогда справедлива линеаризованная зависимость (107) касательной силы тяги моста P_{ki} от коэффициента буксования δ_i . Подставив выражение (101) для δ_i в формулу (107), получим

$$P_{ki} = C_{xi} + K_{xi} - K_{xi}(u_i/r_i)r_a \sec \alpha_i. \quad (113)$$

Определим r_a из условия равновесия машины. Проектируя все силы, действующие на машину, на продольную ось, имеем

$$\sum_{i=1}^n (P_{ki} \cos \alpha_i - P_{fi} \cos \alpha_i - P_{\sigma i} \sin \alpha_i) + mU^2 \psi_a / R = 0.$$

Подставив в это уравнение выражение (113) для P_{ki} и решая его относительно r_a , получим

$$r_a = \left(\sum_{i=1}^n K_{xi} u_i / r_i \right)^{-1} \left\{ \sum_{i=1}^n [(C_{xi} + K_{xi}) \cos \alpha_i - P_{fi} \cos \alpha_i - P_{\sigma i} \sin \alpha_i] + mU^2 \psi_a / R \right\}. \quad (114)$$

Подставим в формулы (101) и (113) выражение (114). После преобразований

$$\delta_i = 1 - \frac{(u_i/r_i) \sec \alpha_i}{\sum_{i=1}^n K_{xi} (u_i/r_i)} \left[\sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi}) \cos \alpha_i - F_{\Sigma} \right];$$

$$P_{ki} = C_{xi} + K_{xi} - \frac{K_{xi} (u_i/r_i) \sec \alpha_i}{\sum_{i=1}^n K_{xi} (u_i/r_i)} \left[\sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi}) \cos \alpha_i - F_{\Sigma} \right],$$

$$F_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n (P_{fi} \cos \alpha_i + P_{\sigma i} \sin \alpha_i) - mU^2 \psi_a / R.$$

В многоосных машинах, как правило, используются колеса одного размера. Поэтому, если не предусмотрена установка в межосевой привод обгонных муфт, передачи от раздаточной коробки к колесам мостов выполняются с равными передаточными числами ($u_1 = u_2 = \dots = u_n$). Пренебрегая возможным отклонением размеров шин от номинальных, считаем, что $r_1 = r_2 = \dots = r_n$. Тогда неравенство буксований δ_i мостов и связанное с ним неравенство касательных сил тяги P_{ki} определяется лишь различием в тяговых характеристиках и разными углами поворота колес α_i отдельных мостов:

$$\delta_i = 1 - \frac{\sec \alpha_i}{\sum_{i=1}^n K_{xi}} \left[\sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi}) \cos \alpha_i - F_{\Sigma} \right]; \quad (115)$$

$$P_{ki} = C_{xi} + K_{xi} - \frac{K_{xi} \sec \alpha_i}{\sum_{i=1}^n K_{xi}} \left[\sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi}) \cos \alpha_i - F_{\Sigma} \right]. \quad (116)$$

Если предположить, что известна суммарная касательная сила P_{Σ} группы мостов (числом k), связанных заблокированным межосевым приводом,

$$P_{\Sigma} = \sum_{i=1}^k (C_{xi} + K_{xi}) + \frac{U}{V_i} \sum_{i=1}^k K_{xi} \sec \alpha_i,$$

то

$$P_{ki} = C_{xi} + K_{xi} - \frac{K_{xi} \sec \alpha_i}{\sum_{i=1}^k K_{xi} \sec \alpha_i} \left[\sum_{i=1}^k (C_{xi} + K_{xi}) - P_{\Sigma} \right]. \quad (117)$$

Анализируя уравнение (117), можно сделать следующий вывод. Если мосты тележки с заблокированным межосевым приводом нагружены одинаковой нормальной нагрузкой и внутреннее давление в шинах одинаково, то при равных углах поворота колес (включая и угол поворота, равный нулю, т. е. тележку с неуправляемыми колесами), касательные силы тяги мостов равны между собой. Это позволяет обходиться без межосевых дифференциалов в тележке с неуправляемыми колесами.

Рассмотрим случай, когда в тележке из двух мостов с управляемыми колесами распределение момента между мостами осуществляется через дифференциал свободного хода. Положительному моменту, подводимому к узлу деления момента, соответствует положительная (ведущая) касательная сила P_{Σ} . Отрицательному моменту соответствует отрицательная (тормозная) касательная сила P_{Σ} .

тельная сила P_{Σ} . Распределение силы P_{Σ} по ведущим мостам тележки до отключения одного из них можно определить, приняв во внимание выражение (106).

Так как мосты объединены блокированной связью (до отключения одного из них), то

$$\delta_1 = 1 - (U/V_1) \sec \alpha_1; \quad \delta_2 = 1 - (U/V_2) \sec \alpha_2,$$

где $V_1 = V_2$.

При $P_{\Sigma} > 0$ может отключиться первый мост. Моменту отключения соответствует $\delta_1 = 0$ и, следовательно, $U/V_1 = \cos \alpha_1$. Тогда буксование второго моста, соответствующее отключению первого,

$$\delta_{2гр} = 1 - \cos \alpha_1 / \cos \alpha_2.$$

При $P_{\Sigma} < 0$ может отключиться только второй мост. В момент его отключения $\delta_2 = 0$ и $U/V_2 = \cos \alpha_2$.

Тогда граничное буксование первого моста, соответствующее отключению второго,

$$\delta_{1гр} = 1 - \cos \alpha_2 / \cos \alpha_1.$$

При принятом допущении об идеальном рулевом управлении

$$\cos \alpha_2 = \left[1 + \left(\frac{l_2 - X_0}{l_1 - X_0} \operatorname{tg} \alpha_1 \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}.$$

Тогда при $P_{\Sigma} < 0$

$$\delta_{1гр} = 1 - \left[\cos \alpha_1 \sqrt{1 + \left(\frac{l_2 - X_0}{l_1 - X_0} \operatorname{tg} \alpha_1 \right)^2} \right]^{-1};$$

при $P_{\Sigma} > 0$

$$\delta_{2гр} = 1 - \cos \alpha_1 \sqrt{1 + \left(\frac{l_2 - X_0}{l_1 - X_0} \operatorname{tg} \alpha_1 \right)^2}.$$

Значениям $\delta_{1гр}$ и $\delta_{2гр}$ соответствуют граничные значения суммарного усилия тяги тележки $P_{\Sigma} = f(\alpha_1)$, ограничивающие области, в которых происходит отключение одного из управляемых мостов при повороте машины.

Для четырехосной машины с параметрами $X = 1,1$ м; $l_1 = 7,7$ м; $l_2 = 5,2$ м, с тяговыми характеристиками колес, принятыми выше, построены кривые граничных значений $P_{\Sigma} = f(\alpha_1)$ (рис. 98). Со- поставление рис. 98, а и б показывает, что области изменения P_{Σ} и α_1 , в которых движение машины на повороте происходит с одним отключенным мостом, шире на дорогах с жестким покрытием, чем на грунтовых дорогах. При этом передний управляемый мост может работать в ведущем, ведомом и тормозном режимах, а задний только в ведущем и ведомом режимах.

Тяговая характеристика ведущего моста с межколесным дифференциалом свободного хода ($K_{ri} = 1$) при повороте машины от-

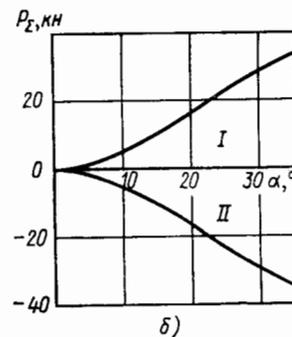
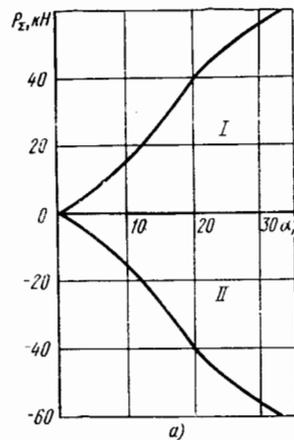


Рис. 98. Границы режимов работы межосевого дифференциала свободного хода: а — дорога с асфальтовым покрытием; б — грунтовая дорога; I и II — отключены мосты соответственно первый и второй

личается от тяговой характеристики моста с симметричным дифференциалом. Это, в свою очередь, влияет на характер распределения касательных сил тяги по мостам машины с блокированным межосевым приводом. Подставив в формулу (110) выражения (102) и (103), получим

$$P_{ni} = C_{xi} + K_{xi} - \left(K_{xi} + \Delta K_{xi} \frac{B}{2R} \right) \frac{U}{V_i} \sec \alpha_i,$$

где $C_{xi} = C'_{xi} + C''_{xi}$; $K_{xi} = K'_{xi} + K''_{xi}$; $\Delta K_{xi} = K'_{xi} - K''_{xi}$.

На основании полученного выражения для машины с блокированным межосевым приводом и межколесными дифференциалами свободного хода имеем

$$\delta_i = 1 - \frac{\sec \alpha_i}{\sum_{i=1}^n \left(K_{xi} + \Delta K_{xi} \frac{B}{2R} \right)} \left[\sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi}) \cos \alpha_i - F_{\Sigma} \right]; \quad (118)$$

$$P_{ni} = C_{xi} + K_{xi} - \frac{\left(K_{xi} + \Delta K_{xi} \frac{B}{2R} \right) \sec \alpha_i}{\sum_{i=1}^n \left(K_{xi} + \Delta K_{xi} \frac{B}{2R} \right)} \times$$

$$\times \left[\sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi}) \cos \alpha_i - F_{\Sigma} \right]. \quad (119)$$

Кроме того,

$$\delta_i' = 1 - (1 - \delta_i)(1 + 0,5B/R);$$

$$\delta_i'' = 1 - (1 - \delta_i)(1 - 0,5B/R);$$

$$P_{ki}' = C_{xi}' + K_{xi}' \delta_i';$$

$$P_{ki}'' = C_{xi}'' + K_{xi}'' \delta_i''.$$

Если использовать симметричный дифференциал в качестве межколесного, то $\Delta K_{xi} = 0$. Если все межколесные дифференциалы симметричные, то формулы (118) и (119) преобразуются в зависимости (115) и (116).

Если межосевой дифференциальный привод обеспечивает равенство $P_{k1} = P_{k2} = \dots = P_{ki} = \dots = P_{kn}$, то

$$P_{ki} = \frac{\sum_{i=1}^n (P_{fi} \cos \alpha_i + P_{\delta i} \sin \alpha_i) + mU^2 (\psi_a/R)}{\sum_{i=1}^n \cos \alpha_i}.$$

Для других схем межосевого привода можно получить выражения P_{ki} , рассматривая отдельные группы мостов с однородной межосевой связью.

Затраты энергии на осуществление поворота

Составляющие боковых сил $P_{\delta i} \sin \alpha_i$ на передних управляемых колесах направлены против движения и увеличивают сопротивление движению автомобиля. С ростом касательных сил тяги возрастают потери энергии, связанные с буксованием колес. Мощность, подведенная к движителю полноприводного n -осного автомобиля, равна сумме мощностей на каждом из колес, т. е.

$$N_k = \sum_{i=1}^n (P_i' V_i' + P_i'' V_i'').$$

Для машины с управляемыми колесами это равенство можно преобразовать. Тогда

$$N_k = U \sum_{i=1}^n \left[\frac{P_{ki}' (1 + 0,5B/R)}{1 - \delta_i'} + \frac{P_{ki}'' (1 - 0,5B/R)}{1 - \delta_i''} \right] \sec \alpha_i.$$

Полученное уравнение справедливо для любого привода. Если часть мостов работает в ведомом режиме, то соответствующие слагаемые равны нулю. Для мостов, работающих в тормозном режиме, соответствующие слагаемые отрицательны. Это означает, что часть мощности, подведенной к движителю, возвращается в трансмиссию через мосты, работающие в тормозном режиме. Возникающая при этом циркуляция мощности увеличивает потери энергии в движителе вследствие возрастания буксования.

Для оценки различных схем привода с точки зрения их влияния на значение мощности, подводимой к колесам, введем вспомогательный энергетический критерий — удельную мощность

$$i_N = \frac{1}{\sum_{i=1}^n G_i} \sum_{i=1}^n \sum_{i=1}^n G_i \left[\frac{P_{ki}' (1 + 0,5B/R)}{1 - \delta_i'} + \frac{P_{ki}'' (1 - 0,5B/R)}{1 - \delta_i''} \right] \sec \alpha_i. \quad (120)$$

Расчет параметров установившегося поворота

Целью расчета является определение положения центра поворота относительно середины задней оси. Это положение характеризуется смещением X полюса поворота относительно задней оси и расстоянием R центра поворота от продольной оси машины (радиусом поворота). Кроме этих основных показателей вычисляют касательные P_{ki} и боковые $P_{\delta i}$ силы, энергетическую оценку i_N , радиус поворота наружного колеса, крайних управляемых осей R_1' и R_n' . Можно вычислить также и другие оценочные показатели управляемости и маневренности.

В соответствии с рис. 94 уравнение равновесия многоосной колесной машины можно записать в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n (P_{ki} \cos \alpha_i - P_{fi} \cos \alpha_i - P_{\delta i} \sin \alpha_i) + mU^2 \psi_a/R &= 0; \\ \sum_{i=1}^n (P_{ki} \sin \alpha_i - P_{fi} \sin \alpha_i + P_{\delta i} \cos \alpha_i) - mU^2/R &= 0; \\ \sum_{i=1}^n [P_{ki} (l_i - b) \sin \alpha_i - P_{fi} (l_i - b) \sin \alpha_i + \\ + P_{\delta i} (l_i - b) \cos \alpha_i - 0,5BK_{mi} P_{ki} \cos \alpha_i - M_{cti}] &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (121)$$

Стабилизирующие моменты колес M_{cti} обычно малы по сравнению с другими слагаемыми уравнениями моментов, и ими можно пренебречь.

Задаваясь законом распределения касательных сил тяги по ведущим мостам машины, можно решить первое уравнение системы (121) относительно P_{ki} . Подставляя в последующие два уравнения найденные выражения для P_{ki} , выражения (104) для $P_{\delta i}$ и принимая $M_{cti} = 0$, получаем

$$\left. \begin{aligned} a_{11}R + a_{12}X &= a_{10}; \\ a_{21}R + a_{22}X &= a_{20}, \end{aligned} \right\} \quad (122)$$

где

$$a_{11} = \sum_{i=1}^n (C_{yi} + K_{yi} \operatorname{tg} \alpha_i) (\cos \alpha_i + H_A \sin \alpha_i) + H_{11};$$

$$a_{12} = \sum_{i=1}^n K_{yi} (\cos \alpha_i + H_A \sin \alpha_i);$$

$$a_{10} = \sum_{i=1}^n K_{yi} l_i (\cos \alpha_i + H_A \sin \alpha_i) + mU^2 (1 + \psi_a H_A);$$

$$a_{21} = \sum_{i=1}^n (C_{yi} + K_{yi} \operatorname{tg} \alpha_i) [(l_i - b) \cos \alpha_i + H_B \sin \alpha_i] + H_{21};$$

$$a_{22} = \sum_{i=1}^n K_{yi} [(l_i - b) \cos \alpha_i + H_B \sin \alpha_i];$$

$$a_{20} = \sum_{i=1}^n K_{yi} l_i [(l_i - b) \cos \alpha_i + H_B \sin \alpha_i] + \psi_a H_B mU^2.$$

Выражения для H_A , H_B , H_{11} , H_{21} различны для разных типов раздаточного привода.

Для блокированного межосевого привода

$$H_A = \frac{\sum_{i=1}^n \left(K_{xi} + \Delta K_{xi} \frac{B}{2R} \right) \operatorname{tg} \alpha_i}{\sum_{i=1}^n \left(K_{xi} + \Delta K_{xi} \frac{B}{2R} \right)};$$

$$H_{11} = \sum_{i=1}^n (C_{xi} + K_{xi} - P_{fi}) (\sin \alpha_i - H_A \cos \alpha_i);$$

$$H_B = \frac{\sum_{i=1}^n \left(K_{xi} + \Delta K_{xi} \frac{B}{2R} \right) [(l_i - b) \operatorname{tg} \alpha_i - 0,5BK_{mi}]}{\sum_{i=1}^n \left(K_{xi} + \Delta K_{xi} \frac{B}{2R} \right)};$$

$$H_{21} = \sum_{i=1}^n \{ (C_{xi} + K_{xi} - P_{fi}) [(l_i - b) \sin \alpha_i - H_B \cos \alpha_i] - 0,5BK_{mi} (C_{xi} + K_{xi}) \cos \alpha_i \}.$$

Для дифференциального межосевого привода ($P_{k1} = P_{k2} = \dots = P_{kn}$)

$$H_A = \frac{\sum_{i=1}^n \sin \alpha_i}{\sum_{i=1}^n \cos \alpha_i};$$

$$H_{11} = \sum_{i=1}^n P_{fi} (H_A \cos \alpha_i - \sin \alpha_i);$$

$$H_B = \frac{\sum_{i=1}^n [(l_i - b) \sin \alpha_i - 0,5BK_{mi} \cos \alpha_i]}{\sum_{i=1}^n \cos \alpha_i};$$

$$H_{21} = \sum_{i=1}^n P_{fi} [H_B \cos \alpha_i - (l_i - b) \sin \alpha_i].$$

В случаях комбинированного межосевого привода коэффициенты H_A , H_{11} , H_B , H_{21} определяют для конкретной схемы.

Решение системы (122) позволяет найти положение центра поворота:

$$R = \frac{a_{10}a_{11} - a_{12}a_{20}}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}}; \quad (123)$$

$$X = \frac{a_{11}a_{20} - a_{10}a_{21}}{a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21}}. \quad (124)$$

Вычисления по формулам (123) и (124) выполняют методом последовательных приближений. При первом расчетном шаге коэффициенты системы уравнений (122) вычисляют в предположении, что $K_{mi} = 0$, $C_{xi} = 0$, $C_{yi} = 0$, а коэффициенты K_{xi} и K_{yi} соответствуют начальным участкам тяговой характеристики моста и характеристики бокового увода моста.

Затем вычисляем R и X по формулам (97), (98) и (104) определяем соответственно ψ_i , ψ_a и P_{6i} . Выражения для расчета δ_i и P_{ki} выводят для конкретной схемы межосевого привода. Например, для блокированного привода значения δ_i и P_{ki} вычисляют по формулам (118) и (119) (при необходимости вычисляют также δ'_i , δ''_i , P'_{ki} , P''_{ki} и K_{mi}).

Далее определяют корректирующие коэффициенты ε_i и новые значения коэффициентов K_{yi} , C_{yi} , K_{xi} и C_{xi} . Затем вновь вычисляют коэффициенты системы (122) и новые значения R , X , ψ_i , ψ_a , P_{6i} , δ_i , P_{ki} , а при необходимости и δ'_i , δ''_i , P'_{ki} и P''_{ki} . Если найденное значение R отличается от предыдущего больше установленной точности расчетов, то выполняется следующий расчетный этап и т. п. В конце заключительного расчетного этапа вычисляют

$$R_1' = \sqrt{(R + 0,5B)^2 + (l_1 - X)^2}$$

$$R_n' = \sqrt{(R + 0,5B)^2 + X^2}.$$

Далее рассчитывают энергетический критерий f_N по формуле (120).

Коэффициент использования сцепной силы

$$K_{\varphi i} = \frac{1}{\varphi G_i} \sqrt{P_{ki}^2 + P_{6i}^2}.$$

Влияние схемы привода на параметры установившегося поворота

Влияние типа межколесного и межосевого привода на маневренность колесной машины рассмотрим на примере трехосных автомобилей 6x4 и 6x6 с передними управляемыми колесами. Размерные параметры рассматриваемых автомобилей одинаковые ($l_1=5,7$ м; $l_2=1,4$ м; $b=2,37$ м; $\alpha_{1\max}=30^\circ$; $B=2,1$ м). Тяговые характеристики и характеристики бокового увода колес также приняты одинаковыми:

$$P_K = \begin{cases} 9,8G_K\delta & \text{при } |P_K| \leq 0,793\varphi G_K; \\ 0,75\varphi G_K \operatorname{sgn}(\delta) + 0,529G_K\delta & \text{при } |P_K| > 0,793\varphi G_K; \end{cases}$$

$$P_6 = \varphi G_K \operatorname{th}(7,88\psi/\varphi).$$

На рис. 99, а приведены показатели маневренности автомобиля 6x4 с двумя типами межколесных дифференциалов на дорогах с сухим асфальтовым покрытием ($\varphi=0,8$). При симметричных дифференциалах и дифференциалах свободного хода обеспечивается уменьшение радиуса поворота до минимального значения, соответствующего углу поворота колес $\alpha_{1\max}=30^\circ$. Минимальные радиусы поворота различаются незначительно.

Уменьшение коэффициента сцепления дороги с твердым покрытием до 0,2 приводит лишь к незначительному (примерно на 4%) увеличению минимального радиуса поворота.

При движении на повороте со скоростями, близкими к предельным (по сцеплению колес с дорогой), влияние типа межколесно-

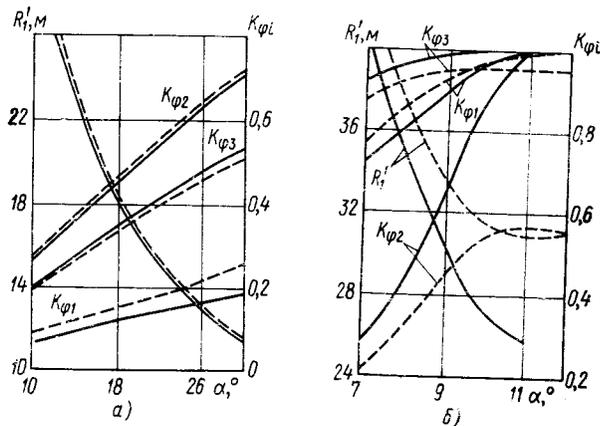


Рис. 99. Зависимость радиуса поворота R' и коэффициентов $K_{\varphi i}$ от угла α для машин 6x4 с межколесными дифференциалами:

— симметричные; ---- свободного хода

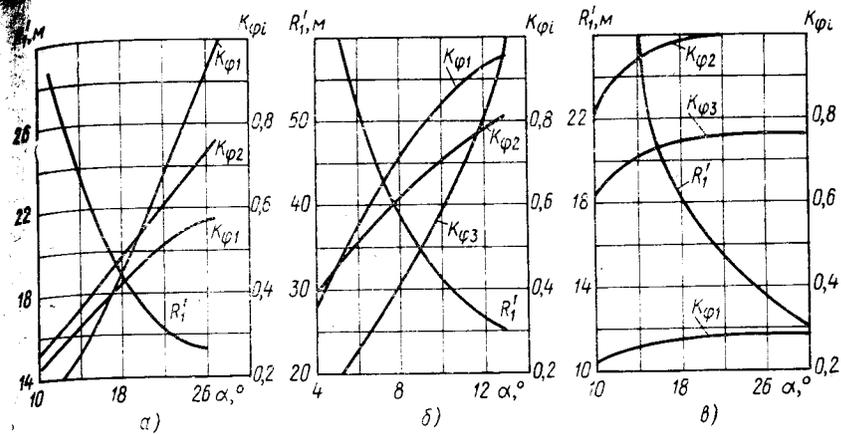


Рис. 100. Показатели маневренности машин 6x6

го привода более заметно (рис. 99, б). При движении по льду ($\varphi=0,2$) со скоростью 7 м/с (25,2 км/ч) машина с симметричными простыми дифференциалами теряет устойчивость при $R_1'=25,8$ м и $\alpha_1=11^\circ$. Потеря устойчивости возникает из-за скольжения осей. Машина с дифференциалами свободного хода в передних и задних мостах теряет управляемость при $\alpha_1'=11^\circ$ и $R_1'=31$ м. Причиной является скольжение управляемой оси.

Результаты расчетов параметров маневренности автомобиля с заблокированным приводом показали, что маневренность его ограничена.

Возможность уменьшения радиуса поворота машины на дорогах с сухим асфальтовым покрытием (рис. 100, а) сохраняется до угла поворота колес $\alpha_1=25^\circ$, а на обледенелой дороге (рис. 100, б) — до $\alpha_1=12^\circ$. Минимальный радиус поворота по следу переднего наружного колеса с уменьшением коэффициента сцепления соответственно увеличивается от 15,4 (при $\varphi=0,8$) до 26,5 м (при $\varphi=0,2$).

Машина 6x6 с дифференциальным раздаточным приводом при движении по дорогам с сухим и обледенелым асфальтовым покрытием сохраняет возможность маневрирования при возрастании угла поворота управляемых колес до максимального. При движении по обледенелой дороге (рис. 100, в) радиус увеличивается незначительно (на 4%).

Более сложные схемы привода используют на четырехосных автомобилях. Влияние схемы привода и схемы управления четырехосного автомобиля на его статическую поворачиваемость оценивают применительно к следующему расчетному варианту: $l_1=7,7$ м; $l_2=5,5$ м; $l_3=2,2$ м; $b=3,35$ м; $B=2,4$ м; $\alpha_{1\max}=35^\circ$; $U=4,2$ м/с. В этом случае тяговые характеристики и характеристики увода колес приняты одинаковыми.

Таблица 7

Обозначение варианта привода	Формула управляемости моста	Схемы	Обозначение варианта привода	Формула управляемости моста	Схемы
а	12—00		г	12—34	
б	12—00		д	12—34	
в	12—00				

На дорогах с асфальтовым покрытием

$$P_K = 0,8G_K \left[1 - \frac{1 - \exp(-48,4 |\delta|)}{48,4 |\delta|} \right] \operatorname{sgn} \delta;$$

$$P_0 = 0,8G_K \operatorname{th}(7,84\psi).$$

На грунтовых дорогах

$$P_K = 0,564G_K \left[1 - \frac{1 - \exp(-23 |\delta|)}{23 |\delta|} \right] \operatorname{sgn} \delta;$$

$$P_0 = 0,564G_K \operatorname{th}(5,23\psi).$$

Схемы привода в табл. 7 обозначены буквенным индексом, а управления — формулой управляемости [2]. При двух передних управляемых мостах формула управляемости имеет вид 12—00, а при всех управляемых мостах — 12—34.

Одним из основных факторов, влияющих на выбор схемы привода, является схема управления. В узле связи между неуправляемыми мостами может отсутствовать дифференциал. Этот вывод соответствует практике конструирования машин. Например, в схеме по варианту а с жесткой межосевой связью в задней тележке выполнен автомобиль МАЗ-7310.

Схема б представляет собой упрощение схемы а путем исключения дифференциала свободного хода из межосевого привода передней тележки. Очевидно, что такое упрощение не изменяет проходимость машины, но сказывается на ее поворачиваемости.

Схема в соответствует схеме привода автомобиля МАЗ-7310 с включенной блокировкой главного дифференциала.

При одинаковом угле поворота колес мостов в узле распределения момента между ними может отсутствовать дифференциал. Следствием этого является возможность исключения главного диф-

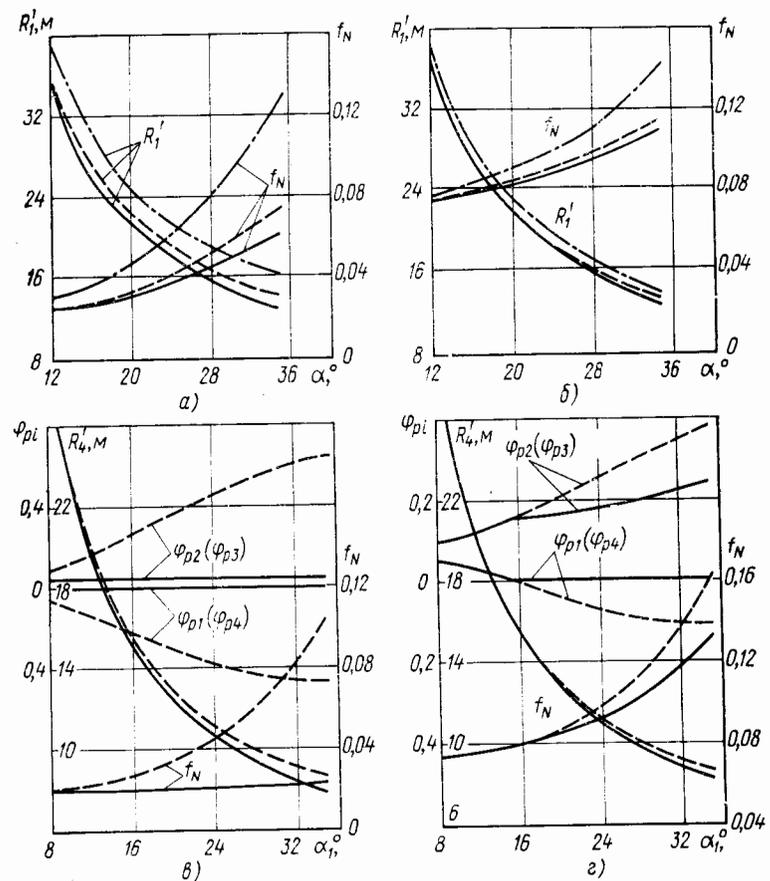


Рис. 101. Параметры поворачиваемости четырехосных машин

ференциала на автомобиле 12—34 с симметричной схемой управления ($X_0 = 0,5l_1$). Поэтому во взятых для примера схемах привода г и д автомобиля с формулой управляемости 12—34 используется бездифференциальный межтележечный привод.

На рис. 101, а приведены зависимости параметров поворачиваемости машины 12—00 от среднего угла поворота колес переднего моста на дорогах с сухим асфальтовым покрытием. Более высокие параметры поворачиваемости имеет машина с вариантом привода а (сплошная линия). Жесткая блокировка управляемых мостов (вариант б, штриховая линия) ухудшает параметры поворачиваемости. Минимальный радиус поворота увеличивается на 0,9 м, а энергия, подводимая к колесам на этом режиме возрастает на 15%. Блокировка межтележечного дифференциала (вариант в штрих-пунктирная линия по сравнению с вариантом а) приводит

к увеличению минимального радиуса поворота на 3,3 м и энергетических затрат в 2 раза. На грунтовых дорогах различие параметров поворачиваемости выражено менее резко (рис. 101, б).

Схема управления 12—34 позволяет значительно уменьшить радиус поворота и энергетические затраты на этом режиме.

Расчеты показали, что в машинах с передними и задними управляемыми колесами и симметричной схемой управления задние колеса не идут по следу передних. Из-за смещения полюса поворота вперед ($X > X_0$) радиус поворота по следу заднего наружного колеса больше, чем радиус поворота по следу переднего наружного колеса. Так, при повороте на дорогах с асфальтовым покрытием для машин 12—34 с вариантом привода $г$ $R_1' = 7,6$ м, $R_4' = 7,9$ м; при повороте на грунтовых дорогах $R_1' = 7,4$ м, $R_4' = 8,3$ м. Для той же машины с вариантом привода $д$ радиусы поворота по следу переднего и заднего наружных колес на дороге с асфальтовым покрытием соответственно равны 8,0 и 8,6 м, а на грунтовых дорогах 7,7 и 8,6 м.

На рис. 101, в приведены расчетные зависимости $R_4'(\alpha_1)$, $f_N(\alpha_1)$ и $\Phi_{Pi}(\alpha_1)$ для машины со схемой 12—34 при повороте на дорогах с асфальтовым покрытием. Изменения параметров поворачиваемости машины с вариантом привода $г$ даны сплошными линиями, а для машин с вариантом привода $д$ — штриховыми линиями. Следует отметить, что использование бездифференциального межосевого привода в тележках приводит к появлению отрицательных касательных сил тяги на колесах первого и четвертого мостов, которые по абсолютным значениям возрастают с увеличением α_1 . Соответственно возрастают положительные касательные силы переднего и заднего мостов.

Так как в тележке один мост работает в тормозном, а другой в ведущем режиме, в силовом контуре тележки возникает циркуляция мощности и с увеличением α_1 возрастает энергия, подводимая к колесам. При $\alpha_1 = 35^\circ$ энергетический показатель f_N для машины с вариантом привода $а$ в 4,6 раза превышает тот же показатель для машины с вариантом схемы привода $г$ (сплошные линии). При этом минимальный радиус поворота увеличивается на 0,7 м. В варианте схемы привода $г$ происходит отключение переднего и заднего мостов и они работают в ведомом режиме; циркуляция мощности не возникает, и энергия, подводимая к колесам, практически не увеличивается с увеличением α_1 .

Расчетные зависимости $R_4'(\alpha_1)$, $f_N(\alpha_1)$ и $\Phi_{Pi}(\alpha_1)$ для машины со схемой 12—34 при повороте на грунтовых дорогах с коэффициентом $f = 0,07$ приведены на рис. 101, г. Отключение переднего и заднего мостов с вариантом схемы привода $г$ (сплошные линии) на грунте происходит при $\alpha_1 \approx 15^\circ$. У машин с вариантом схемы привода $д$ (штриховые линии) при $\alpha_1 > 15^\circ$ возникает циркуляция мощности. Поэтому показатель f_N при $\alpha_1 = 35^\circ$ у варианта схемы $д$ равен 0,162, что на 22 % больше показателя f_N для варианта схемы $г$. Минимальный радиус поворота при этом у варианта схемы $д$ больше, чем у варианта схемы $г$ на 0,3 м.

ОБОРУДОВАНИЕ И МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Виды испытаний дифференциалов

Анализ проблем, возникающих в процессе создания и производства дифференциалов, позволяет обосновать необходимость проведения испытаний серийных дифференциалов на производстве и осуществить экспериментальные исследования вновь создаваемых и модернизируемых механизмов. Проведение таких испытаний дифференциалов находится в соответствии с ГОСТ 25836—83.

В задачи испытаний серийных дифференциалов на производстве входит осуществление контроля стабильности технологии изготовления, заключающееся в проверке работоспособности механизмов после сборки и их внешних характеристик, а также частичная обкатка и приработка трущихся поверхностей. Для этих целей используются стенды, установленные непосредственно в цехах производства. Кроме того, серийные дифференциалы проходят проверку в ходе сдаточных и периодических дорожно-полевых испытаний выпускаемых машин.

Экспериментальные исследования новых и модернизируемых дифференциалов выполняются на специальных стендовых установках, а также на машинах в дорожно-полевых условиях. Стендовые испытания вновь создаваемых дифференциалов в зависимости от решаемых задач и применяемых для этого стендов могут быть объединены по определенным направлениям.

Прежде всего это исследовательские экспериментальные работы по изучению внутренних сил дифференциалов, определению их внешних характеристик, проверке соответствия реальных блокирующих свойств расчетным. Основной задачей таких исследований является проверка результатов теоретических исследований и расчетов дифференциалов.

Для выполнения расчетов дифференциалов иногда необходимы данные, которые не всегда могут быть получены аналитически. В этих случаях требуется постановка специальных экспериментов. К таким данным относятся, например, значения коэффициентов трения в муфтах дифференциалов повышенного трения и их зависимости от эксплуатационных факторов и конструктивных параметров дифференциалов.

Отдельным направлением в стендовых исследованиях создаваемых дифференциалов следует выделить исследования по определению их долговечности и накоплению усталостных повреждений. Следует отметить, что проведение экспериментальных исследований по указанным направлениям вызывает необходимость создания в ряде случаев стендовых установок оригинальной конструкции. Это, в частности, объясняется необходимостью испытаний не только дифференциалов, но и их элементов.

При дорожно-полевых испытаниях машин определяется влияние внешних характеристик дифференциалов на такие эксплуатационные свойства машин, как проходимость и тягово-сцепные свойства, топливная экономичность, поворачиваемость и устойчивость движения, нагрузочный режим трансмиссии. Кроме того, испытания дифференциалов на машинах в условиях эксплуатации позволяют исследовать такие вопросы, как влияние наработки (в часах) или пробега (в километрах) на стабильность блокирующих свойств дифференциалов, их долговечность и надежность работы.

Стенды для испытаний дифференциалов

Наибольшее распространение получила схема стенда многоцелевого назначения разомкнутого типа (рис. 102), обеспечивающего относительное вращение трех основных звеньев под нагрузкой. На рис. 103 показано балансирно-тормозное устройство этого стенда. Вращение от электродвигателя через коробку передач, карданный вал и червячный редуктор передается к испытуемому дифференциалу, размещенному в центральном редукторе. От полуосевых зубчатых колес дифференциала с помощью карданных валов крутящий момент передается двум тормозным механизмам. Каждый карданный вал фланцем прикреплен шпильками 1 к тормозному барабану 2, вал которого установлен в конических подшипниках, расположенных в подвижной ступице балансирного рычага 5. Со ступицей жестко соединен суппорт 6 тормозного механизма. Поэтому момент трения, развиваемый между тормозным барабаном и тормозными накладками, передается на ступицу рычага, а затем на рычаг.

Для уменьшения потерь при качании балансирного рычага его вал 3 опирается на роликовые конические подшипники, установленные в опоре 4 балансирного устройства. Балансирные рычаги

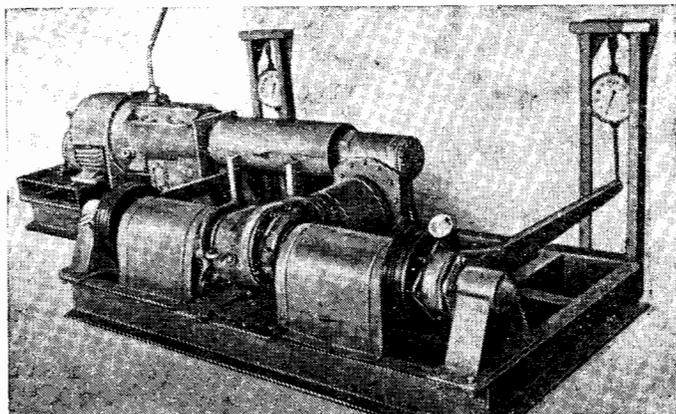


Рис. 102. Стенд для испытаний дифференциалов повышенного трения

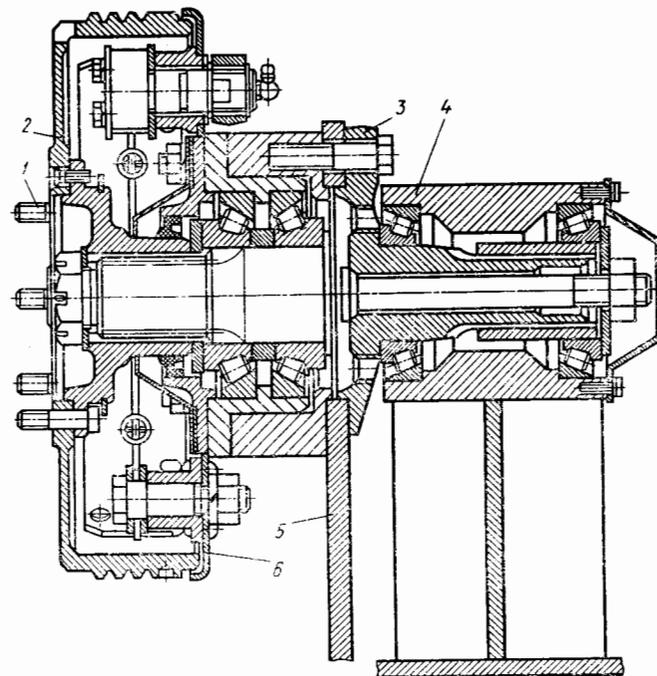


Рис. 103. Балансирно-тормозное устройство стенда

связаны с динамометрами, с помощью которых определяются моменты на выходных валах испытуемого дифференциала.

Трехступенчатая коробка передач обеспечивает при испытаниях дифференциалов различные относительные скорости их дисков (1,79; 0,94; 0,52 рад/с).

С помощью переходных деталей можно установить и испытать дифференциалы различных типоразмеров. Такая схема стендов применяется для испытаний серийных дифференциалов при их обкатке и проверке работоспособности, а также в исследовательских работах по созданию новых дифференциалов при определении их внешних характеристик и изучении внутренних силовых процессов. При испытаниях серийных дифференциалов путем поочередной остановки выходных валов проверяют относительное вращение звеньев. При этом должны отсутствовать заедание деталей и повышенный уровень шума в механизме. При раздельном торможении выходных валов под нагрузкой проверяют блокирующие свойства дифференциала.

На стендах осуществляют исследования внутренних силовых процессов и блокирующих свойств дифференциалов, определяют коэффициент блокировки K_d при относительном вращении звеньев дифференциала, а также коэффициент блокировки «покоя» $K_{дп}$.

Методика определения коэффициента блокировки K_d дифферен-

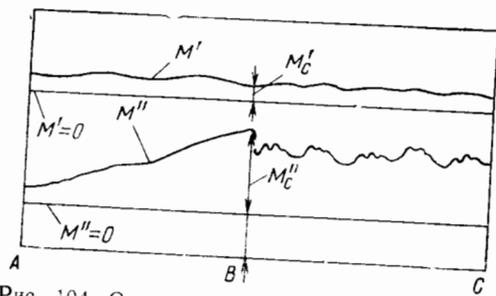


Рис. 104. Осциллограмма моментов на выходных валах дифференциала

возрастают моменты M' и M'' на обоих выходных валах дифференциала и на его корпусе M_0 , а коэффициент блокировки определяется отношением момента M'' остановленного вала к моменту M' вращающегося вала.

На рис. 104 приведена осциллограмма моментов на выходных валах дифференциала повышенного трения, полученная при определении $K_{дп}$. Методика испытаний заключается в следующем. После включения электродвигателя с помощью тормозных механизмов оба выходных вала нагружают одинаковыми моментами. Дифференциал заблокирован, т. е. все его звенья вращаются как одно целое (начало участка АВ). При увеличении момента M'' до значения M''_C срабатывает дифференциал (точка В и участок ВС). По отношению моментов на выходных валах в момент срабатывания определяется коэффициент блокировки «покоя», т. е.

$$K_{дп} = M''_C / M'_C,$$

где M''_C — момент на затормаживаемом валу при его остановке; M'_C — момент на вращающемся валу дифференциала.

Если в момент срабатывания дифференциала отмечается повышенное значение $M'' = M''_C$, то после срабатывания (при относительном вращении звеньев) момент M'' несколько снижается.

На стенде можно испытывать дифференциалы с постоянным и переменным расчетным коэффициентом блокировки, который зависит от момента на корпусе M_0 . Зависимость $K_{дп}$ от M_0 таких механизмов можно определить путем повышения начальных моментов на выходных валах, что увеличивает значение M_0 .

Аналогичным образом определяют влияние M_0 на $K_{дп}$ и $K_{д}$ дифференциалов с постоянным расчетным коэффициентом блокировки; это влияние обусловлено зависимостью коэффициентов трения покоя и скольжения их фрикционных муфт от нагрузки.

Большое значение имеет экспериментальное исследование внутренних силовых процессов, которое осуществляют для проверки результатов теоретических исследований по определению причин повышенных износов и задиров деталей дифференциалов. К таким исследованиям в первую очередь относят работы по определению закономерности изменения осевых сил. Осевые силы дополнительно

циала повышенного трения заключается в следующем. После включения двигателя один из выходных валов дифференциала останавливают тормозным механизмом, а другой ступенчато нагружают тормозным моментом. При этом первый выходной вал остается неподвижным, а второй вращается. В результате очередного подтормаживания

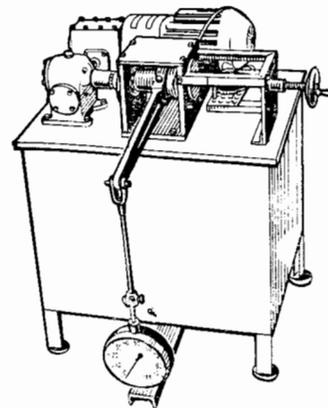


Рис. 105. Стенд для испытаний муфт дифференциалов повышенного трения

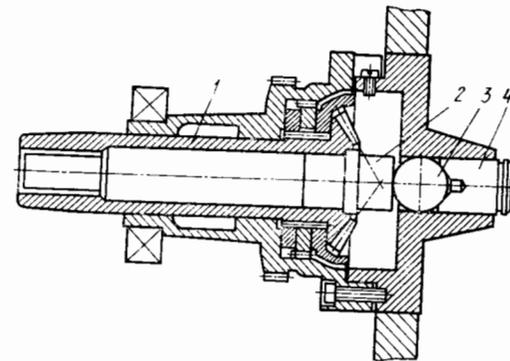


Рис. 106. Испытуемый узел стенда

ных блокирующих устройств дифференциала трактора МТЗ-82 оказывают изгибающее воздействие на пальцы сателлитов. Поэтому путем тензометрирования пальцев определяют осевые силы.

При испытании на стенде (см. рис. 102) нельзя установить точные зависимости момента и коэффициента трения в муфтах дифференциалов повышенного трения от осевых сил, так как на них оказывают влияние промежуточные элементы дифференциалов (зубчатое зацепление, скосы, буртики и т. п.).

Указанные зависимости с учетом влияния свойств материала дисков и смазочного материала на поверхностях трения, скорости их скольжения, наработки дифференциала и других факторов могут быть определены на специальном стенде для испытаний фрикционных муфт (рис. 105).

В качестве испытуемого узла (рис. 106), балансирно установленного на подшипниках качения и скольжения в раме стенда, применена чашка корпуса дифференциала повышенного трения трактора МТЗ-82 в сборе с муфтой и полуосевым колесом. Конструкция стенда позволяет точно задавать осевую силу сжатия дисков муфты и фиксировать момент трения, возникающий в ней при заданном усилии.

Привод стенда осуществляется от электродвигателя, вращение от которого передается через два понижающих редуктора на полуосевое колесо 1 испытуемого узла.

Усилие сжатия Q пакета дисков создается посредством винтовой пары и передается к дискам через тензометрическое кольцо, которое можно заменить динамометром сжатия, стержень 2, шарик 3 и вставку 4.

Под действием силы Q в муфте создается момент трения M_m между дисками, связанными с колесом 1, и дисками, связанными с половиной корпуса дифференциала испытуемого узла. Этот мо-

мент через жестко закрепленный на узле рычаг и динамометр растяжения воспринимается рамой стенда.

Момент трения в муфте

$$M_m = (T + G)L = \mu Q r_m i_m = \mu q_d S_d r_m i_m, \quad (125)$$

где T — показания динамометра, определяемые визуально или по показаниям тензодатчиков, наклеенных на его кольца; L — плечо рычага; GL — момент сопротивления под действием веса рычага и веса динамометра; S_d — площадь контакта одной пары трения дисков.

По известным значениям M_m и Q из формулы (125) определяют коэффициент трения μ , а также его зависимости от давления на дисках q_d . Такие зависимости могут быть получены для разных скоростей скольжения дисков, материалов их поверхностей трения и видов смазочного материала.

Таким образом, испытания фрикционной муфты на стенде позволяют получить зависимости, которые необходимы для проектирования дифференциалов повышенного трения с фрикционными муфтами.

Распространение получили и другие испытательные стенды, конструктивное решение которых определяется задачами испытаний. Во многих случаях при ресурсных испытаниях используют схему стендов с нагружением по замкнутому контуру. В качестве нагружателей используют механические (рычажные и торсионные), гидро- и электромеханические и другие устройства.

Стендовые испытания дифференциалов повышенного трения

При относительном вращении зубчатых колес дифференциала наблюдаются изменения осевых сил в зацеплении в пределах каждого шага зубьев и дополнительных блокирующих устройств, вызванных колебаниями толщины пакета дисков, которые зависят от конструктивных параметров дифференциалов, в частности от соотношений чисел зубьев колес z_n и z_c и угла пазов корпуса φ_k . Для подтверждения этих выводов были проведены стендовые испытания дифференциалов повышенного трения различного конструктивного исполнения. На базе дифференциала повышенного трения переднего моста трактора МТЗ-82 были разработаны, изготовлены и испытаны следующие конструкции дифференциалов:

дифференциалы № 1 без дополнительных блокирующих устройств с числом пар трения $i_m = 7$; $z_n = 16$ и $z_c = 10$;

дифференциалы № 2 с дополнительным блокирующим устройством при $\varphi_k = 45^\circ$; $i_m = 5$; $z_n = 16$ и $z_c = 10$;

дифференциалы № 3 с дополнительным блокирующим устройством при $\varphi_k = 55^\circ$; $i_m = 3$; $z_n = 16$ и $z_c = 10$ и демпферами.

Кроме того, испытывали дифференциалы трактора МТЗ-82 в серийном исполнении ($\varphi_k = 55^\circ$; $i_m = 3$; $z_n = 16$ и $z_c = 10$).

Испытания проводили на стенде (см. рис. 102) при относительном вращении звеньев дифференциала под нагрузкой. Сопоставле-

ние коэффициентов K_{61} и K_{62} , характеризующих степень изменения K_d , с их расчетными значениями по формуле (69) подтверждает результаты теоретических исследований.

Влияние угла пазов корпуса φ_k на колебания осевых сил и коэффициента блокировки определялось по данным испытаний серийного дифференциала трактора МТЗ-82 с $\varphi_k = 55^\circ$ и $i_m = 3$ и дифференциала № 2 с $\varphi_k = 45^\circ$ и $i_m = 5$.

Из сопоставления данных испытаний следует, что уменьшение угла φ_k понижает коэффициенты вариации осевой силы пазов с 14—17,5 до 9,85—10,9%. При снижении φ_k уменьшаются также коэффициенты K_{k1} и K_{k2} , которые характеризуют степень изменения осевых сил пазов корпуса дифференциалов. Результаты испытаний подтверждают мнение об уменьшении диапазона изменения осевых сил пазов корпуса и давления на дисках при снижении φ_k .

Диапазон изменения K_d дифференциала № 2 несколько больше, чем у серийного, что объясняется большим числом пар трения (см. рис. 70).

Существенного снижения изменения осевых сил пазов корпуса можно достичь установкой в дисковых муфтах демпферов. На рис. 107 приведены осциллограммы моментов и осевой силы пазов серийного дифференциала повышенного трения трактора МТЗ-82 и дифференциала № 3 с демпфирующими тарельчатыми пружинами. Из рис. 107 видно, что демпферы сглаживают колебания силы пазов корпуса и момента M'' .

Испытания показали, что при установке в дифференциал демпферов коэффициенты вариации сил пазов корпуса уменьшаются в 1,5—3,3 раза. Если в дифференциале трактора МТЗ-82 максимальные осевые силы превышают средние значения примерно в 1,4 раза, то при установке демпферов это превышение равно 1,12—1,25. Коэффициенты блокировки дифференциалов повышенного трения зависят не только от их конструктивных параметров, но и от эксплуатационных факторов. Это объясняется зависимостью коэффициентов трения покоя μ_n и скольжения μ в трущихся элементах дифференциалов от их материала, типа и смазочных систем, скорости скольжения и т. п. Значительное влияние на коэффициенты трения и соответственно на коэффициенты блокировки оказывает нагрузочный режим дифференциала, определяющий давление в парах трения.

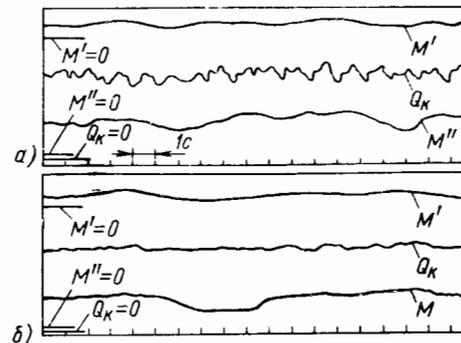


Рис. 107. Осциллограмма крутящих моментов и осевой силы пазов корпуса дифференциала: а — без демпферов; б — с демпферами

Рассмотрим результаты испытаний дифференциалов и их муфт, материалы трущихся поверхностей которых указаны в табл. 8.

Таблица 8

Наименование	Комплект дисков				
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5
Нажимная чашка, связанная с колесом	Сталь 25ХГТ				С электролитическим омеднением
Диск, связанный с корпусом	Сталь 45Х	Порошковый материал	Бронза	С электролитическим омеднением	
с колесом		Сталь 65Г		С электролитическим омеднением	
Корпус дифференциала	Чугун СЧ20		С электролитическим омеднением		
Наличие смазочных каналов	На обеих сторонах ведущего диска	Отсутствуют			

На рис. 108 приведены экспериментальные зависимости коэффициентов блокировки $K_{дп}$ и $K_{д}$ от момента M_0 дифференциала с $K_d=2,6$ (при $\mu=0,1$), углом пазов корпуса $\varphi_k=55^\circ$ и числом пар трения $i_m=3$, а также дифференциала с $K_d=3,14$, $\varphi_k=45^\circ$ и $i_m=5$. В обоих дифференциалах материал дисков соответствовал комплекту № 1 (см. табл. 8). Как видно, $K_{дп}$ и $K_{д}$ обоих дифференциалов возрастают с увеличением M_0 .

Блокирующие свойства дифференциала с $\varphi_k=45^\circ$ выше, чем блокирующие свойства дифференциала с $\varphi_k=55^\circ$, что объясняется увеличенным числом пар трения.

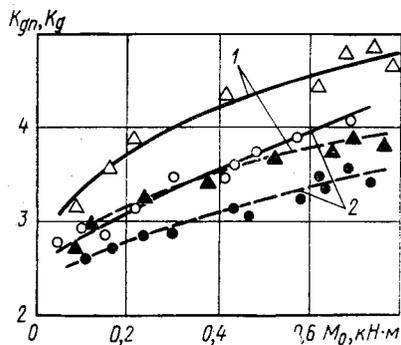


Рис. 108. Коэффициент блокировки дифференциалов:
1 — $K_{дп}$; 2 — $K_{д}$; — — — при $\varphi_k=55^\circ$ и $i_m=3$; — — — при $\varphi_k=45^\circ$ и $i_m=5$

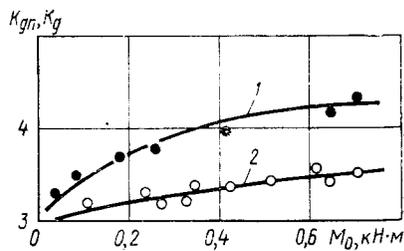


Рис. 109. Коэффициент блокировки дифференциала с $\varphi_k=55^\circ$, $i_m=3$ и комплектом № 2:
1 — $K_{дп}$; 2 — $K_{д}$

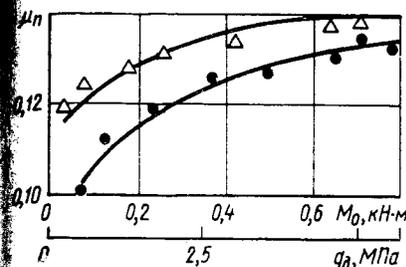


Рис. 110. Зависимость коэффициента трения покоя μ_p от момента M_0 и давления q_d на дисках муфт дифференциалов:
● и Δ — с комплектами соответственно № 1 и № 2

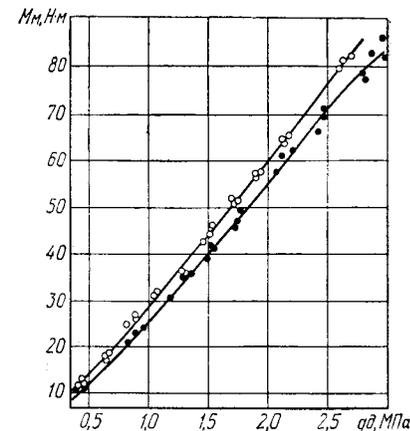


Рис. 111. Зависимость момента трения M_m от давления q_d на дисках муфт, содержащих пары трения:

● — сталь — сталь (комплект № 1); ○ — сталь — бронза (комплект № 3)

На рис. 109 даны результаты испытаний дифференциала с $\varphi_k=55^\circ$, $i_m=3$ и комплектом № 2, содержащим пары трения сталь — порошковый материал. Сравнение рис. 108 и 109 показывает, что использование пар трения сталь — порошковый материал вместо сталь — сталь повышает блокирующие свойства дифференциала и их стабильность при возрастании M_0 .

При изменении скорости скольжения дисков дифференциалов в ходе их испытаний на стенде было установлено, что коэффициент блокировки $K_{д}$ (а следовательно и μ) практически остается постоянным. Коэффициент трения μ практически не зависит от скорости скольжения трущихся поверхностей (при v до 4 м/с). Эта скорость соответствует угловой скорости скольжения дисков примерно 750 рад/с, что значительно превышает ее реальные значения при эксплуатации дифференциалов.

Таким образом, коэффициенты блокировки зависят от некоторых эксплуатационных факторов, поэтому возникает необходимость определения соответствующих зависимостей и для коэффициентов трения.

На рис. 110 показаны зависимости коэффициента μ_p от момента M_0 и давлений q_d на дисках муфт дифференциалов, полученные пересчетом по известным значениям $K_{дп}$ и параметра Π . В результате аппроксимации этих данных степенной зависимостью получены уравнения регрессии для расчета μ_p .

Для дифференциалов с парами трения сталь — сталь (комплект № 1, табл. 8)

$$\mu_p = 0,140 M_0^{0,13}, \quad \mu_p = 0,108 q_d^{0,13}.$$

Для дифференциалов с парами трения сталь — порошковый ма-

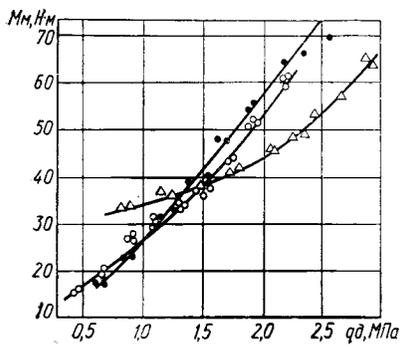


Рис. 112. Зависимость момента трения M_m от давления q_d на дисках муфт, содержащих пары трения:
● — сталь — порошковый материал (комплект № 2); ○ — сталь — омедненный диск (комплект № 4); △ — омедненные диски (комплект № 5)

териал (комплект № 2)

$$\mu_{п} = 0,150M_0^{0,095}, \quad \mu_{п} = 0,124q_d^{0,095},$$

где M_0 в кН·м, а q_d — в МПа.

Зависимость коэффициента трения скольжения μ от давления q_d на дисках муфт дифференциалов определяли на стенде (см. рис. 105). Испытывались муфты с числом пар трения $i_m=3$, материалы трущихся поверхностей трения которых даны в табл. 8.

Результаты испытаний пяти комплектов дисков представлены на рис. 111—114. Наиболее стабильные значения коэффициента трения у муфт с парами трения сталь—порошковый материал (комплект № 1) и сталь—бронза (комплект № 3).

Коэффициент трения μ муфт с комплектами дисков № 4 и № 5 при возрастании q_d изменяется. Различие в точках минимума кривых на рис. 114 объясняется различием механических свойств материалов трущихся поверхностей.

По результатам испытаний муфт с комплектами дисков № 1, 2 и 3 получены уравнения регрессии для расчета μ в виде полинома второй степени, т. е.

$$\mu = a_0 + a_1q_d + a_2q_d^2, \quad (126)$$

где q_d в МПа.

Значения коэффициентов аппроксимации для комплектов дисков приведены ниже.

Коэффициенты аппроксимации	a_0	a_1	a_2
№ 1	0,09201	0,01608	-0,00257
№ 2	0,11400	0,00388	-0,00057
№ 3	0,10599	0,01608	-0,00257

Расчет по формуле (126) показывает, что при увеличении q_d

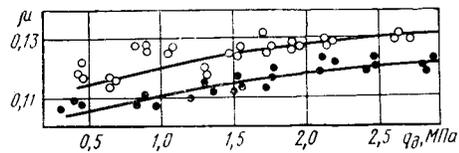


Рис. 113. Зависимость коэффициента трения скольжения μ от давления q_d на дисках муфт, содержащих пары трения:
● — сталь — сталь (комплект № 1); ○ — сталь — бронза (комплект № 3)

на дисках муфты с парами трения комплекта № 1 от 0,5 до 3,0 МПа коэффициент трения μ изменяется в пределах от 0,099 до 0,117. Этим значениям μ при $\Pi = 4,4$ соответствуют коэффициенты блокировки K_d , равные 2,58 и 3,17. Таким образом, полученные зависимости коэффициентов трения от нагрузки можно использовать для расчетов самоблокирующихся дифференциалов при проектировании и исследовании их влияния на эксплуатационные свойства колесных машин.

Стабильность блокирующих свойств дифференциалов повышенного трения имеет большое значение при увеличении наработки (пробега) колесных машин, так как в процессе эксплуатации отмечены случаи снижения коэффициента блокировки.

Для изучения этого явления проведены экспериментальные исследования стабильности блокирующих свойств дифференциалов повышенного трения тракторов МТЗ-52/82 с ростом наработки [8]. На три серийных трактора установлены три дифференциала с разными материалами пар трения дисковых муфт (сталь—сталь, сталь—порошковый материал и сталь—бронза). Эти тракторы работали в опорных испытательных пунктах. После каждой тысячи часов работы на тракторах дифференциалы снимали и без разборки устанавливали на стенд для проверки коэффициента блокировки K_d . Такие проверки проводили до наработки каждого трактора, равной примерно 5750 ч (рис. 115). Первые экспериментальные точки трех кривых соответствуют K_d , определенным после 60-часовой обкатки дифференциалов на тракторе.

Коэффициент K_d дифференциалов падает с ростом наработки. Коэффициент блокировки дифференциала с парами трения сталь—порошковый материал после наработки, равной 5750 ч, уменьшился в 1,45 раза по сравнению с начальным значением, а у дифференциалов с серийными стальными дисками и с парами сталь—бронза K_d снизился соответственно в 1,7 и 1,84 раза. Более интенсивное падение K_d в первый период работы трактора связано с приработкой трущихся поверхностей. В диапазоне наработки падение K_d связано с уменьшением коэффициента трения μ .

При анализе причин снижения μ выявлено, что в течение всего периода работы дифференциала наблюдается приработка поверхностей трения, особенно в первый период.

Во время работы дифференциалов между трущимися поверхностями образуются продукты износа, наличие которых в зоне тре-

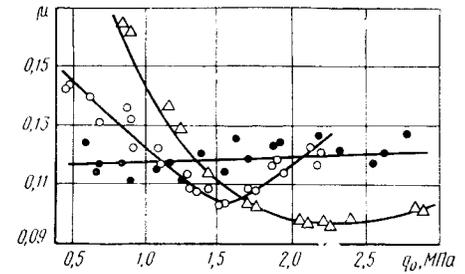


Рис. 114. Зависимость коэффициента трения скольжения μ от давления q_d на дисках муфт, содержащих пары трения:
● — сталь — порошковый материал (комплект № 2); ○ — сталь — омедненный диск (комплект № 4); △ — омедненные диски (комплект № 5)

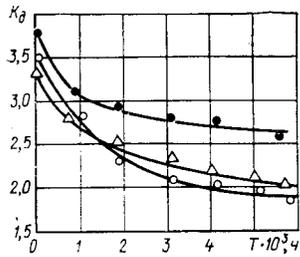


Рис. 115. Экспериментальная зависимость K_d от наработки T для дифференциалов с парами трения:

● — сталь — порошковый материал; ○ — сталь — бронза; △ — сталь — сталь

ния снижает μ . Для определения коэффициента трения муфта дифференциала трактора МТЗ-82 с наработкой 6200 ч без нарушения комплектности была установлена и испытана на стенде (см. рис. 105). Результаты испытаний соответствуют кривой 1 (рис. 116). После разборки муфту промыли и вновь без нарушения комплектности установили для испытаний на тот же стенд (кривая 2). Во втором случае μ возрос в среднем на 30%. Кривая 3 соответствует значениям μ , полученным при испытаниях муфты, отработавшей на стенде под нагрузкой в течение 27 ч.

Таким образом, для стабилизации коэффициента μ и соответственно коэффициента блокировки K_d необходимо уменьшить износы элементов трения путем снижения давления на них и применения более износостойких материалов.

Необходимо стремиться к более интенсивной циркуляции масла внутри муфт для улучшения смазки поверхностей трения и удаления с них продуктов износов. Последнее достигается введением различных масляных канавок и специальных устройств (радиальных, круговых, спиральных), применением масляных насосов.

Испытания дифференциалов на машинах в дорожно-полевых условиях

Наиболее полную информацию о работоспособности и долговечности дифференциалов, влиянии их характеристик на эксплуатационных свойств машин можно получить в результате дорожно-полевых испытаний.

Измерительно-регистрирующая аппаратура, используемая для этих целей, включает аппаратуру для исследования как машины, так и ее дифференциалов с приводами блокировок.

К основным регистрируемым параметрам относятся следующие: расход топлива; крутящие моменты на колесах (валах дифференциалов); угловые скорости и частота вращения валов колес (звень

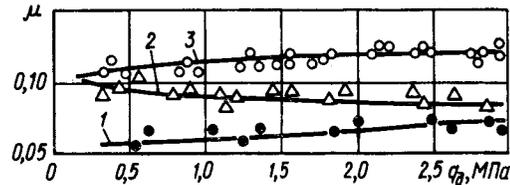


Рис. 116. Зависимость коэффициента трения скольжения μ от давлений q_d на дисках муфт с наработкой:

● — 6200 ч до промывки дисков; △ — 6200 ч после промывки дисков

ев дифференциалов) и путеизмерительного колеса; усилие на крюке и угол его приложения; нормальные нагрузки на мосты; углы поворота управляемых колес (угол складывания шарнирно-сочлененной рамы); угол отклонения продольной оси машины от заданного направления и углы увода колес. Кроме того, регистрируют траекторию движения машины, замеряют радиусы поворота и смещение центра поворота. В некоторых случаях (особенно при испытаниях зимой) целесообразно измерять температуру масла в картерах, где расположены дифференциалы, давление в приводах их гидравлических и пневматических блокировок.

Число регистрируемых параметров определяется в зависимости от поставленных задач испытаний.

Представляют интерес результаты испытаний колесных машин с различными схемами привода и различными типами дифференциалов. При испытаниях автомобиля ЗИЛ-131 [14] определяли фактические тяговые моменты на полуосях задней ведущей тележки при отключенном переднем ведущем мосте. При этом размеры колес, давление воздуха в шинах и нормальная нагрузка были одинаковыми. Испытания проводили на ровном шоссе с асфальтовым покрытием.

При прямолинейном движении и заблокированном межосевом приводе тележки тяговой момент среднего моста примерно в 1,5 раза больше тягового момента заднего моста.

Аналогичные результаты [14] получены при испытании тягача ЗИЛ-133 (6x4) с полуприцепом общей массой 25 т. В случае прямолинейного движения по ровной дороге с асфальтовым покрытием при заблокированном межосевом приводе тележки тяговой момент заднего моста составил 60—75% тягового момента среднего моста. Установка в приводе между мостами конического дифференциала позволила уравнивать нагрузку мостов, что улучшило нагрузочный режим деталей.

Неодинаковые тяговые моменты на мостах при заблокированном межосевом приводе тележки объясняются возникновением в нем кинематического несоответствия. При движении таких автомобилей происходит перераспределение нормальных нагрузок между мостами (нагрузка заднего моста увеличивается, а среднего — уменьшается). Это приводит к уменьшению радиуса качения в ведомом режиме $r_{к02}$ задних колес и увеличению $r_{к02}$ средних колес, т. е. к появлению кинематического несоответствия, которое и вызывает перераспределение тяговых моментов мостов.

Указанное перераспределение нагрузок между мостами ведущих тележек автомобилей ЗИЛ вызвано наклонным расположением реактивных штанг подвески. Если их расположить горизонтально, то такого перераспределения не будет. Наклонное расположение штанг обусловлено условиями компоновки карданной передачи.

Наличие в заблокированном приводе кинематического несоответствия m_n , вызывающего перераспределение (крутящих моментов между мостами, приводит к увеличению расхода топлива. Влия-

ние m_n на расход топлива более ощутимо при отсутствии или малых значениях тяговой нагрузки.

Для проверки влияния конструктивного кинематического несоответствия на расход топлива трактор МТЗ-82 (4x4) был испытан при двух значениях кинематического несоответствия (0,04 и 0,11). Эти значения m_n были получены при использовании соответствующих передаточных чисел к переднему ведущему мосту. Испытания показали, что при движении трактора с нагруженным прицепом 2ПТС-6 по полю расход топлива был на 0,18 кг/ч больше при $m_n=0,11$. Во время движения того же трактора в тех же условиях без нагрузки на крюке расход топлива увеличился на 0,41 кг/ч.

Схема межосевого привода оказывает влияние и на поворачиваемость машин. Испытания автомобиля МАЗ-502 (4x4) с нагрузкой в кузове 4,5 т и прицепом массой 9,5 т показали, что при заблокированном межосевом дифференциале минимальный радиус поворота увеличивается на 15—25 % по сравнению с разблокированным несимметричным дифференциалом.

Испытания автомобиля «Урал-375» (6x6) показали, что блокировка приводов мостов ведет к увеличению радиуса поворота до 8 %. При этом, начиная со среднего угла поворота управляемых колес, равного 9°, передний мост автомобиля переходит в режим торможения.

Аналогичные результаты получены при экспериментальном определении радиусов поворота автомобиля типа 8x8 с двумя передними управляемыми мостами и одинаковой нормальной нагрузкой колес. Исследования проводили на ровной снежной целине глубиной 0,15—0,20 м при движении по кругу диаметром 30 м со скоростью 5 км/ч. Увеличение радиуса поворота при заблокированном межтележечном приводе составило 4—5 %.

Накоплены данные по влиянию характеристик межколесных дифференциалов на эксплуатационные свойства машин. Так, для получения сравнительных данных проходимости автомобилей МАЗ-502 с различными дифференциалами на одном автомобиле в заднем мосту установили дифференциал свободного хода, а на другом — конический дифференциал. В раздаточных коробках и передних мостах установили серийные дифференциалы. Дорожные условия, нагрузочный режим и другие параметры колесных машин были почти одинаковы. Пробег автомобилей по различным дорогам Белоруссии и Украины в разных погодных условиях составил 15 тыс. км. Испытания показали, что лучшую проходимость, надежную работу механизма, а также отсутствие заметного изменения в управляемости имел автомобиль с дифференциалом свободного хода. Преимущество в проходимости особенно заметно при косом переезде канав и кюветов, при движении по пересеченной местности, грязным и заснеженным дорогам, а также в случаях, когда сцепные свойства правой и левой сторон дороги неодинаковы и наблюдалось перераспределение массы между правыми и левыми колесами задних мостов.

Испытания трактора МТЗ-142 показали, что дифференциал повышенного трения переднего моста увеличивает тяговые свойства трактора. Это следует из того, что дифференциал повышенного трения в отличие от симметричного дифференциала обеспечивает одинаковые буксования колес при движении трактора одним бортом в борозде глубиной до 0,3 м (имитация пахоты) в диапазоне тяговых нагрузок от 0 до 23 кН.

Применение дифференциалов повышенного трения с дисковыми муфтами в ведущих мостах повышает проходимость автомобиля КраЗ с колесной формулой 6x6. Такой автомобиль более устойчив при движении по обледенелым дорогам по сравнению с автомобилем с симметричным дифференциалом. Установка дифференциалов повышенного трения не ухудшила параметров управляемости автомобиля. Радиус его поворота практически не увеличивался по сравнению с радиусом поворота автомобиля с симметричным дифференциалом.

Испытания автомобиля «Урал-375» (6x6) с червячными дифференциалами в двух задних мостах, имеющими коэффициент блокировки 6—10, проводили на неусовершенствованных и грунтовых дорогах и по бездорожью в период весенней распутицы, по сыпучему песку и т. п. В результате выяснено, что автомобиль с червячными дифференциалами имеет бесспорно лучшую проходимость, чем с коническими дифференциалами. Было отмечено, что при установке червячных дифференциалов в средний и задний мосты значительно повысилась эффективность движения по снежному и грунтовому бездорожью, в результате улучшения тяговых свойств скорость движения возросла в среднем на 10—30 %.

Сравнительные испытания автомобилей с червячными и другими дифференциалами при $K_d=3÷4$ показали идентичные результаты их проходимости. Кроме того, дифференциалы с невысокими K_d не оказывают отрицательного влияния на управляемость.

В то же время автомобили с червячными дифференциалами иногда имели худшую управляемость. Отмечались случаи, когда при движении в гололед автомобиль не мог идти по замкнутому контуру и продолжал двигаться вперед с повернутыми до отказа передними колесами. На сыпучем песке радиус поворота в среднем увеличился на 21 %.

Приведенные данные подтверждают вывод о влиянии большого коэффициента блокировки межколесного дифференциала на поворачиваемость машины. Для подтверждения этого также был проведен специальный эксперимент по определению влияния заблокированного и дифференциального межколесного привода заднего моста на поворачиваемость трактора МТЗ-142. Исследовали вход в поворот при скорости поворота передних колес, равной 10°/с. Трактор испытывали в схеме 4x4 на поле под посев с тяговой нагрузкой 6 кН, создаваемой прицепом. При этом регистрировались траектории заднего внутреннего (к повороту) колеса (рис. 117).

Кривая 1 соответствует повороту трактора с коническим дифференциалом в заднем мосту, кривая 3 — с заблокированным диф-

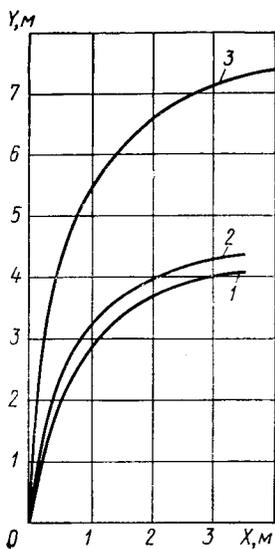


Рис. 117. Траектории заднего внутреннего колеса трактора МТЗ-142 в системе координат ХОУ

ференциалом. При установке автоматической блокировки, выключающейся при достижении определенной разности моментов на выходных валах дифференциала, кривая 2 занимает промежуточное положение.

Характеристики дифференциалов оказывают влияние и на устойчивость прямолинейного движения машин.

Во время продолжительных дорожных испытаний грузовых автомобилей МАЗ (4х2) с дифференциалами свободного хода в условиях бездорожья отмечались случаи повышенного поперечного «влияния» автомобилей по сравнению с автомобилями, имеющими конические дифференциалы. В условиях скользких дорог применение дифференциалов свободного хода повышает склонность автомобиля к заносу. Изучение этих явлений позволяет сделать следующий вывод. Известно, что колесо, полностью реализующее силу тяги по сцеплению в продольном направлении, теряет устойчивость в поперечном направлении [25].

У автомобилей с коническим дифференциалом чаще буксует одно колесо, а второе колесо не полностью реализует силу сцепления с дорогой, что обеспечивает более устойчивое прямолинейное движение колес ведущего моста. У автомобилей с самоблокирующимися дифференциалами в аналогичных случаях буксуют оба колеса (но значительно реже). Сила тяги реализуется в продольном направлении, поэтому несколько ухудшается поперечная устойчивость колес ведущего моста.

Кроме того, самоблокирующийся дифференциал допускает перераспределение сил тяги между колесами моста. В отличие от автомобилей с симметричными дифференциалами в этом случае в процессе движения создается дополнительный момент, стремящийся повернуть автомобиль в плоскости дороги, что иногда вызывает поперечное влияние автомобиля. Однако влияние автомобиля не является недостатком самоблокирующегося дифференциала, оно происходит вследствие полного использования силы сцепления колес с дорогой. Испытания показали, что поперечное влияние автомобиля незначительно и практически не изменяет эксплуатационных свойств автомобилей.

Если рассмотреть устойчивость движения автомобилей, главным образом легковых, с обычными коническими дифференциалами при отрыве одного из ведущих колес от дороги, вызываемом отдельными неровностями, то можно заметить, что отрыв и приземление колеса создают с учетом инерционных сил неодинаковые продольные силы от дороги на колеса. Эти силы вызывают поперечные колебания ведущих мостов и кузовов автомобилей.

Применение самоблокирующихся дифференциалов позволяет уменьшить раскручивание оторвавшегося от дороги колеса, что снижает поперечные колебания и улучшает устойчивость автомобиля при прямолинейном движении.

В практике эксплуатации машин (особенно сельскохозяйственных) отмечаются случаи, когда результирующая внешних сил смещена в боковом направлении от продольной оси машины. В результате возникает отклоняющий момент, стремящийся развернуть машину. Для сохранения прямолинейного движения необходимо постоянно поддерживать управляемые колеса машины в поперечном положении. В этих случаях предпочтительнее использовать в ведущих мостах блокированный привод или самоблокирующиеся дифференциалы. Так, испытания самоходного шасси с автоматической блокировкой дифференциала, предназначенного для работы с широкозахватной жаткой, показали следующее [6]. Для поддержания прямолинейного движения при появлении в плоскости дороги внешнего отклоняющего момента максимальный угол отклонения управляемых колес у шасси с автоматической блокировкой дифференциала составлял около $\pm 5^\circ$, а при использовании конического дифференциала — $\pm 9^\circ$. При использовании автоматической блокировки дифференциала число отклонений управляемых колес уменьшилось примерно в 1,5—2 раза.

х х х

Условия движения колесной машины вызывают необходимость обеспечения независимости угловых скоростей всех колес. Для ведущих колес эта задача решается путем применения системы привода с числом степеней свободы, равным числу ведущих колес, что возможно при использовании различных дифференциальных механизмов. Исследования и опыт эксплуатации машин с таким приводом подтвердили их высокие эксплуатационные свойства (грузовой автомобиль МАЗ-509, легковой автомобиль ВАЗ-2121 «Нива» и др.).

На КПД колесного движителя влияет закон распределения тяговой нагрузки между ведущими мостами, который, в свою очередь, зависит от кинематического несоответствия блокированного межосевого привода и передаточного числа межосевого дифференциала. Наименьшие потери мощности в движителе будут при таком распределении тяговой нагрузки между мостами, при котором обеспечиваются равные коэффициенты буксования всех ведущих колес в любых дорожных условиях. Это будет соблюдено, если отношение силы тяги мостов (колес) равно отношению коэффициентов тангенциальной жесткости шин и грунта соответствующих мостов (колес).

Неравенство коэффициентов буксования колес оказывает незначительное влияние на КПД при движении по бездорожью. Поэтому блокированный привод, которому всегда сопутствует некоторое ки-

нематическое несоответствие и, следовательно, неравенство коэффициентов буксования, предпочтительнее использовать при движении по бездорожью. Его нельзя применять во время движения по дорогам с твердым покрытием. Наоборот, дифференциальный привод при движении по бездорожью допускает раздельное буксование колес, что снижает КПД движителя. Поэтому такой привод в условиях бездорожья применять не рекомендуется. В то же время при движении по дорогам с усовершенствованным покрытием дифференциальный привод более предпочтителен.

Работоспособность и долговечность дифференциалов во многом зависят от значений и характера изменений действующих в них внутренних сил, которые обуславливают давления на рабочие поверхности деталей дифференциалов, а следовательно, и возможность возникновения задиров и повышенных износов.

Анализ существующих методов расчета осевых сил в конических зацеплениях показал, что при их определении не учитываются такие факторы, как перемещение точки контакта зубьев по линии зацепления и силы трения в контакте. Проведенные с учетом указанных факторов исследования выявили, что в пределах шага зубьев изменения осевого усилия носят скачкообразный характер. Число изменений за один оборот сателлита равно числу зубьев. Максимальные осевые усилия могут в 1,6 раза превышать значения усилий, что является одной из причин возникающих в некоторых случаях задиров на поверхностях деталей дифференциалов.

При дробном отношении числа зубьев одного полуосевого колеса к числу сателлитов колебания суммарных осевых сил минимальны. При этом должно выполняться условие, при котором отношение суммы чисел зубьев двух полуосевых колес к числу сателлитов должно быть целым числом.

Недостатки дифференциального и блокированного приводов привели к необходимости создания механизмов автоматического действия — самоблокирующихся дифференциалов. В настоящее время области применения таких механизмов значительно расширяются. Наибольшее распространение получили дифференциалы повышенного трения: конические дифференциалы с фрикционными муфтами, кулачковые и т. п.

Несмотря на многообразие схем дифференциалов повышенного трения, наибольшее распространение получили дифференциалы с постоянным коэффициентом блокировки и дисковыми муфтами. При разработке таких механизмов возникает проблема обеспечения достаточно высокого момента трения без значительного усложнения конструкции. Созданы различные дополнительные блокирующие устройства, позволяющие увеличить силы сжатия фрикционных муфт. Однако повышенные давления на дисках муфт способствуют появлению задиров на их рабочих поверхностях. Имеющийся опыт показывает, что давления на поверхностях трения дисков не должны превышать 2,5 МПа при усилиях, рассчитанных из условия максимальной силы сцепления колес с поверхностью дорожно-го покрытия ($\varphi=0,7$). Эта рекомендация исходит из расчета дав-

лений без учета пульсации осевых сил дифференциалов. Коэффициент блокировки обычно составляет 2,5—4.

К самоблокирующимся дифференциалам относят двусторонние зубчатые муфты свободного хода, которые принято называть дифференциалами свободного хода. По свойствам эти механизмы близки к блокированному приводу, однако они исключают возможность возникновения циркуляционной мощности.

Кроме увеличения проходимости колесных машин, применение межколесных самоблокирующихся дифференциалов позволяет повысить их устойчивость. Момент сопротивления повороту мостов с самоблокирующимися дифференциалами препятствует самопроизвольному отклонению колесных машин при боковых порывах ветра или при движении поперек склона.

Момент сопротивления повороту и соответственно радиус поворота тем больше, чем выше коэффициент блокировки дифференциала. Разность радиусов поворота при дифференциальном приводе и в случае применения самоблокирующихся дифференциалов уменьшается при снижении скорости движения машины.

Если в управляемых мостах быстроходных полноприводных машин не рекомендуется использовать межколесные дифференциалы с высоким коэффициентом блокировки, то это ограничение не распространяется на тихоходные машины. На тракторах в настоящее время применяют самоблокирующиеся дифференциалы с высоким коэффициентом блокировки как в управляемых так, и в управляемых мостах.

Для обеспечения заданной поворачиваемости колесных машин в межосевом приводе используют дифференциальные механизмы. В тележках с управляемыми колесами многоосного автомобиля, предназначенного для эксплуатации по бездорожью, применяют блокированный привод. Если автомобиль эксплуатируется на дорогах с усовершенствованным покрытием, то используют дифференциальный привод с резервной блокировкой.

В тележках с управляемыми мостами из-за большой разности в пути, проходимых колесами на поворотах, используют межосевой дифференциальный привод.

Выбор схемы привода ведущих мостов и колес зависит от массы, геометрических параметров машины, числа ведущих мостов, формулы управляемости и условий эксплуатации. Приведенные в работе данные позволяют выбрать оптимальную схему привода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Агейкин Я. С. Проходимость автомобилей. М.: Машиностроение, 1981.
2. Аксенов П. В. Многоосные автомобили: Теория общих конструктивных решений. М.: Машиностроение, 1980.
3. Андреев А. Ф., Лефаров А. Х. Статическая поворотливость полноприводных колесных машин с дифференциальным межосевым приводом//Автотракторостроение. Минск: Высшая школа, 1978. Вып. 11.
4. Андреев А. Ф., Лефаров А. Х. Расчет параметров кругового движения многоосного полноприводного автомобиля//Автотракторостроение. Минск: Высшая школа, 1979. Вып. 13.
5. Андреев А. Ф. Тяговые свойства многоосного трактора//Автотракторостроение. Минск: Высшая школа, 1984. Вып. 19.
6. Атаманов Ю. Е., Скойбеда А. Т., Сазонов И. С. Блокирование межколесного дифференциала самоходных шасси//Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1981.
7. Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность—машина. М.: Машиностроение, 1973.
8. Ванцевич В. В., Израилевич Л. С., Лефаров А. Х. Экспериментальные исследования самоблокирующихся дифференциалов передних ведущих мостов тракторов «Беларусь» МТЗ-52/82//Автотракторостроение. Минск: Высшая школа, 1981. Вып. 16.
9. Ванцевич В. В., Лефаров А. Х. Внутренние силовые процессы в конических четырехсателлитных дифференциалах//Вестник машиностроения. 1983. № 9.
10. Виравов Р. В. Тяговые свойства фрикционных передач. М.: Машиностроение, 1982.
11. Гуськов В. В. Тракторы. Минск: Высшая школа, 1977. ч. II.
12. Кнороз В. И., Кленников Е. В. Шины и колеса. М.: Машиностроение, 1975.
13. Кутенов В. Ф., Анохин А. А., Щепкин А. И. Автомобилестроение за рубежом//Автомобильная промышленность.— 1983. № 11.
14. Лефаров А. Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. М.: Машиностроение, 1972.
15. Литвинов А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М.: Машиностроение, 1971.
16. Лысов А. М. Развитие трансмиссий зарубежных сельскохозяйственных тракторов колесной формы 4×4//Тракторы и сельхозмашины, 1979. № 12.
17. О затратах мощности в движителе полноприводных колесных тракторов/А. Ф. Андреев, В. В. Ванцевич, А. Х. Лефаров, С. И. Стригунов//Тракторы и сельхозмашины. 1983. № 12.
18. Петрушов В. А., Шуклин С. А., Московкин В. В. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов. М.: Машиностроение, 1975.
19. Решетов Д. Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974.
20. Скойбеда А. Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин. Минск: Наука и техника, 1979.
21. Степанюк П. Н., Израилевич Л. С. Исследование симметричности блокирующих свойств межколесного дифференциала повышенного трения с дисковыми фрикционными муфтами//Тракторы и сельхозмашины. 1979. № 2.
22. Транспортные средства на высокоэластичных движителях/Н. Ф. Бочаров, В. И. Гусев, В. М. Семенов и др. М.: Машиностроение, 1974.
23. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. М.: Машиностроение, 1970.
24. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Колос, 1972.
25. Чудаков Е. А. Избранные труды. Т. I.: Теория автомобиля. М.: Изд-во АН СССР, 1961.
26. New axle lock system and front driving axle//Dusel and Gas. Turbine Progr. 1979. 45. N 6, P. 21.
27. Schuler Oscar Ernst. Mehr Zugleistung durch allradantrieb mit Selbstsperrdifferential.— Zandtechn. Z., 1979. 30. N 2. P. 138—140.
28. Sistema Ital Design di trazione integrale con differenziale intermedio//ATA — Ingegneria automotoristica. 1981. 34. à 11—12. P. 701—702.
29. Traktoren daten — preise//DLZ. 1982. N 10.— P. 1351—1426.

Предисловие	3
Межколесные и межосевые дифференциалы	5
Кинематические и динамические характеристики дифференциалов	5
Усилия в зацеплении конических колес дифференциалов	11
Работоспособность дифференциалов	24
Двойные дифференциалы	26
Дифференциалы с блокирующим устройством	32
Межколесный дифференциальный привод	35
Межосевой дифференциальный привод	39
Дифференциалы повышенного трения	45
Блокирующие свойства дифференциалов	45
Дисковые дифференциалы без дополнительного нажимного устройства	51
Дисковые дифференциалы с кулачковым нажимным устройством	54
Дисковые дифференциалы с нажимным устройством в виде V-образных пазов под пальцы сателлитов	61
Червячные дифференциалы	68
Кулачковые дифференциалы	71
Дифференциалы с переменным коэффициентом блокировки	75
Колесные процессы в конических дифференциалах с дисковыми муфтами	87
Межосевые дифференциалы повышенного трения	95
Самоблокирующиеся дифференциалы свободного хода	97
Основные свойства дифференциалов свободного хода	97
Конструкция и принципы работы дифференциала свободного хода	98
Применение и эксплуатация дифференциалов свободного хода	106
Влияние схемы привода к ведущим колесам на тяговые свойства колесных машин	111
Тяговая характеристика колеса	111
Потери мощности на буксование при линейной зависимости между силой тяги и буксованием колес	114
Тяговые свойства многоосной машины с заблокированным межосевым приводом	122
Тяговые свойства ведущего моста	126
Влияние схемы привода ведущих колес на поворачиваемость многоосных машин	131
Поворачиваемость машин	131
Кинематика поворота	132
Силы, действующие в плоскости дороги на колеса машины	134
Момент сопротивления повороту ведущего моста колесной машины	137
Распределение касательных сил тяги по ведущим мостам колесной машины	140

Затраты энергии на осуществление поворота	144
Расчет параметров установившегося поворота	145
Влияние схемы привода на параметры установившегося поворота	148
Оборудование и методы экспериментальных исследований	153
Виды испытаний дифференциалов	153
Стенды для испытаний дифференциалов	154
Стендовые испытания дифференциалов повышенного трения	158
Испытания дифференциалов на машинах в дорожно-полевых условиях	164
Список литературы	172