



2.9.5 – эксплуатация автомобильного транспорта

**ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК
МЕЖОСЕВОГО ДИФФЕРЕНЦИАЛА
НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КРУТЯЩИХ
МОМЕНТОВ МЕЖДУ ВЕДУЩИМИ
ОСЯМИ ПОЛНОПРИВОДНОГО
АВТОМОБИЛЯ**

**THE EFFECT OF THE CHARACTERISTICS
OF THE CENTER DIFFERENTIAL
ON THE DISTRIBUTION OF TORQUES
BETWEEN THE DRIVING AXLES
OF AN ALL-WHEEL DRIVE CAR**

✉¹ **Волков Владимир Сергеевич**,
д.т.н., профессор, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова, г. Воронеж, e-mail: wl.volkov@yandex.ru

✉¹ **Volkov Vladimir Sergeevich**,
doctor of engineering sciences, professor, Voronezh state forestry university named after G.F. Morozov, Voronezh, e-mail: wl.volkov@yandex.ru

Лебедев Евгений Григорьевич,
ассистент, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова, г. Воронеж, e-mail: lebedev-rti@mail.ru

Lebedev Evgeniy Grigoryevich,
assistant, Voronezh state forestry university named after G.F. Morozov, Voronezh, e-mail: lebedev-rti@mail.ru

Митрохин Евгений Александрович,
магистрант, Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова, г. Воронеж, e-mail: mitrohin20154@gmail.com

Mitrohin Evgeniy Alexandrovich,
master's student, Voronezh state forestry university named after G.F. Morozov, Voronezh, e-mail: mitrohin20154@gmail.com

Аннотация. Рассмотрена схема влияния коэффициента блокировки межосевого дифференциала на распределение крутящих моментов между ведущими мостами автомобиля с полным приводом и возникающими при этом касательными реакциями на ведущих колёсах. При этом учтено влияние характеристик деформации эластичных шин при переездах дорожных неровностей.

Annotation. The scheme of the influence of the locking coefficient of the center differential on the distribution of torques between the drive axles of a four-wheel drive car and the tangential reactions on the drive wheels that occur in this case is considered. At the same time, the influence of the deformation characteristics of elastic tires when moving road bumps is taken into account.

Ключевые слова: ДИФФЕРЕНЦИАЛ, ПОЛНЫЙ ПРИВОД, КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ, КОЛЁСА, КАСАТЕЛЬНЫЕ РЕАКЦИИ, ШИНА.

Keywords: DIFFERENTIAL, ALL-WHEEL DRIVE, TORQUE, WHEELS, TANGENTIAL REACTIONS, TIRE.

¹ Автор для ведения переписки

1 Состояние вопроса исследования и актуальность работы

Транспортная работа автомобиля с полным приводом предусматривает его использование преимущественно во внедорожных условиях с наличием труднопроходимых участков, характеризующихся большим числом неровностей на опорной поверхности. В этой связи, силы сцепления шин с опорной поверхностью и циркуляция крутящего момента между ведущими осями во многом определяются характеристиками межосевого дифференциала, распределяющего потоки мощности двигателя к ведущим колёсам. Относительно широкое распространение получили конструкции с так называемым заблокированным приводом [1, 2], совмещаемым с отключаемым, как правило, передним ведущим мостом. В качестве основных достоинств такого решения можно рассматривать его конструктивную простоту, а также достаточно высокую проходимость транспортного средства, обеспечиваемую локализацией колебаний касательных реакций на ведущих колёсах при переездах неровностей [3]. Вместе с тем, такой тип привода обладает значительной материалоёмкостью, а также повышенным расходом топлива вследствие наличия циркуляции крутящего момента между колёсами ведущих мостов. Введение в схему трансмиссии дифференциального привода позволяет ликвидировать затраты мощности на циркуляцию крутящего момента между колёсами ведущих мостов и в определённой мере способствует снижению материалоёмкости агрегатов трансмиссии, однако не может полностью локализовать колебания касательных реакций на ведущих колёсах, вследствие чего являются их частые пробуксовки при изменениях режимов движения транспортного средства.

Тема влияния характеристик дифференциального привода на касательные реакции, возникающие в зонах контактных поверхностей сцепления ведущих колёс с опорной поверхностью затронута во многих научных публикациях, в значительной части которых рассматривается зависимость касательных продольных и боковых сил на колёсах от коэффициента блокировки дифференциала. В частности, в работе [4] приведены сведения о влиянии характеристик трансмиссии на распределение крутящего момента между колёсами ведущего моста с учётом неустановившихся режимов движения автомобиля по деформируемому грунту. В работе [5] содержатся результаты исследований по влиянию дифференциального привода ведущих колёс на углы увода колёс ведущих осей при движении по криволинейным траекториям. В работе [6] указывается о влиянии характеристик дифференциального привода на стабилизацию автомобиля при выходе из поворота. В работе [7] затронуты вопросы корреляции характеристик межколёсного дифференциала и показателей проходимости автомобиля. В работах [8, 10] рассматриваются вопросы влияния характеристик дифференциала на показатели устойчивости прямолинейного движения автомобиля.

Формулировка проблемы исследования

В практике транспортной работы автомобилей с так называемым интеллектуальным полным приводом [9, 11, 12] часто возникают ситуации, когда при движении по деформируемой опорной поверхности, включение дополнительного, как правило, заднего моста происходит с некоторым запаздыванием после начала буксования колёс переднего ведущего моста, причём, с резким возрастанием продольных касательных реакций, что приводит к буксованию колёс и снижению проходимости автомобиля. Как показывают проведенные ранее исследования [10, 13, 14], наличие симметричного межосевого дифференциала не может обеспечить в сложных дорожных условиях стабильную величину касательных реакций на колёсах, позволяющую снизить вероятность их пробуксовки и сохранить курсовую устойчивость автомобиля.

Целью настоящей работы является попытка установления оптимальной величины коэффициента блокировки межосевого дифференциала, позволяющей снизить риск возникновения их пробуксовки и предотвратить при этом боковые смещения автомобиля.

2 Материалы и методы

Характер распределения крутящих моментов между карданными валами привода ведущих мостов, а, следовательно, и касательных реакций между колёсами этих мостов, зависит от типа межосевого дифференциала, в качестве основной характеристики которого выступает коэффициент (k_6) его блокировки, определяемый по отношению [15]:

$$k_6 = \frac{M_{\text{отс}} - M_{\text{заб}}}{M_{\text{отс}} + M_{\text{заб}}} = \frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{кд}}},$$

где $M_{\text{отс}}$ и $M_{\text{заб}}$ – соответственно моменты на отстающем и забегающем карданных валах привода ведущих мостов, Н·м; $M_{\text{тр}}$ – момент внутреннего трения в дифференциале, Н·м; $M_{\text{кд}}$ – момент, подводимый к коробке дифференциала, Н·м.

В варианте при заблокированном дифференциале, когда $k_6 = 1$ и связь между мостами является жёсткой, при наличии симметричных дифференциалов между колёсами на ведущих мостах, возникают суммарные касательные реакции P_{x1} и P_{x2} . С учётом того, что для одного колеса зависимость между радиусом качения колеса r_k и его касательной реакцией P_x определяется выражением [16]:

$$r_k = r_{k0} - k_x P_x,$$

где r_{k0} – радиус свободного качения колеса, м; k_x – коэффициент тангенциальной эластичности шины, для колёс передней и задней ведущих осей такие зависимости будут иметь вид:

$$r_{x1} = r_{k01} - k_{x1} P_{x1}; r_{x2} = r_{k02} - k_{x2} P_{x2}.$$

Кроме этого, по уравнению $v_k = r_k \omega_k$ связи линейной v_k и угловой ω_k скорости колеса, можно определить текущие значения радиусов колёс передней и задней ведущих осей:

$$r_{k1} = \frac{v_{k1}}{\omega_{k1}}; r_{k2} = \frac{v_{k2}}{\omega_{k2}}.$$

При этом в качестве допущения принимается, что межколёсные дифференциалы передней и задней осей являются симметричными и в расчёте используется средняя угловая скорость, определяемая как полусумма угловых скоростей левого и правого колёс каждой оси [10, 17]. Применительно к схеме, показанной на рис. 1:

$$P_{x1} = P_{x1п} + P_{x1л}; P_{x2} = P_{x2п} + P_{x2л}.$$

Тогда проекция на продольную ось автомобиля всех внешних сил, действующих на ведущие мосты:

$$P_{\Sigma x} = P_{x1} + P_{x2}.$$

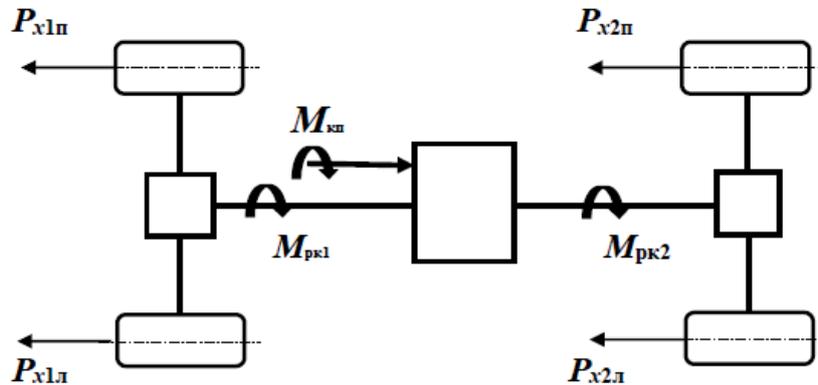
Исходя из этого, можно получить суммарные касательные реакции, действующие на колёса передней и задней осей:

$$P_{x1} = \frac{P_{\Sigma x} k_{x1} + (r_{kx1} - r_{kx2})}{k_{x1} + k_{x2}}; P_{x2} = \frac{P_{\Sigma x} k_{x2} + (r_{kx1} - r_{kx2})}{k_{x1} + k_{x2}}.$$

С использованием связи между моментами, подводимыми к колёсным дифференциалам передней и задней осей и касательными реакциями на колёсах, получается:

$$\frac{M_{pk1}}{M_{pk2}} = \frac{P_{\Sigma x} k_{x2} + (r_{kx1} - r_{kx2}) + \left(P_{\Sigma z1} f_{k1} + \frac{J_k j_a}{r_k r_d} \right) (k_{x1} + k_{x2})}{P_{\Sigma x} k_{x1} - (k_{x1} - k_{x2}) + \left(P_{\Sigma z2} f_{k2} + \frac{J_k j_a}{r_k r_d} \right) (k_{x1} + k_{x2})}$$

где j_a – ускорение автомобиля, m/c^2 ; J_k – момент инерции колеса относительно оси его вращения, kgm^2 ; r_d – радиус посадочного обода диска колеса, m ; f_1 и f_2 – соответственно коэффициенты сопротивления качению передних и задних колёс; P_{z1} и P_{z2} – соответственно вертикальные нагрузки на переднюю и заднюю оси, kg .



$M_{кп}$ – момент, подводимый к раздаточной коробке; $M_{рк1}$ и $M_{рк2}$ – соответственно моменты, подводимые к передней и задней ведущим осям; $P_{x1л}$, $P_{x1п}$, $P_{x2п}$ и $P_{x2л}$ – соответственно продольные касательные реакции на правом и левом колёсах передней и задней осей

Рисунок 1 – Схема к расчёту сил и моментов, действующих в трансмиссии автомобиля с полным приводом

В случае, если соблюдаются условия равенства:

$$P_{\Sigma x} k_{x1} + \left(P_{\Sigma z2} f_2 + \frac{J_k j_a}{r_k r_d} \right) (k_{x1} + k_{x2}) = r_{k01} + r_{k02},$$

то движение автомобиля осуществляется при отключённой задней оси и $\frac{M_{pk1}}{M_{pk2}} = \infty$.

В случае, если соблюдаются условия равенства:

$$P_{\Sigma x} k_{x1} + \left(P_{\Sigma z2} f_2 + \frac{J_k j_a}{r_k r_d} \right) (k_{x1} + k_{x2}) = r_{k02} - r_{k01},$$

то движение автомобиля осуществляется при отключённой передней оси и $\frac{M_{pk1}}{M_{pk2}} = 0$.

В случаях $P_{\Sigma x} k_{x1} + \left(P_{\Sigma z2} f_2 + \frac{J_k j_a}{r_k r_d} \right) (k_{x1} + k_{x2}) < r_{k01} + r_{k02}$,

или $P_{\Sigma x} k_{x1} + \left(P_{\Sigma z2} f_2 + \frac{J_k j_a}{r_k r_d} \right) (k_{x1} + k_{x2}) < r_{k02} - r_{k01}$,

будет соблюдаться неравенство $\frac{M_{pk1}}{M_{pk2}} < 0$, то соотношение между моментами привода передней и задней осей будет ограничиваться пределами $\frac{1}{k_6} \leq \frac{M_{pk1}}{M_{pk2}} \leq k_6$, откуда следует, что если межосевой дифференциал не срабатывает, то распределение моментов между ведущими мостами осуществляется в равных долях [18]. В случае срабатывания дифференциала можно принять допущение, что соотношение моментов в приводах мостов равно коэффициенту его блокировки дифференциала, то есть $\frac{M_{pk1}}{M_{pk2}} = k_6$, то есть колёса передней оси являются отстающими, а колёса задней оси – забегающими [15]. Тогда распределение касательных реакций на колёсах передней и задней осей определится следующими выражениями:

$$P_{x1} = \frac{M_{pk1}}{r_d} - P_{\Sigma z1} f_1 - \frac{J_k j_a}{r_k r_d}; \quad P_{x2} = \frac{M_{pk2}}{r_d} - P_{\Sigma z2} f_2 - \frac{J_k j_a}{r_k r_d},$$

при этом $P_{x1} + P_{x2} = P_{\Sigma x}$; $M_{pk1} = M_{pk2} k_6$.

Суммарные касательные силы P_{x1} и P_{x2} , действующие на колёса передней и задней осей, определяются выражениями:

$$P_{x1} = \frac{P_{\Sigma x} k_6 - P_{x1} f_1 + P_{x2} f_2 k_6 + \frac{J_k j_a}{r_k r_d} (1 - k_6)}{1 + k_6}; \quad P_{x2} = \frac{P_{\Sigma x} k_6 - P_{x2} f_2 + P_{x1} f_1 k_6 + \frac{J_k j_a}{r_k r_d} (1 - k_6)}{1 + k_6}.$$

3 Результаты исследований

В рассмотренном случае радиус качения передних колёс превышает радиус качения задних колёс, $r_{k1} > r_{k2}$, и соответственно, разность радиусов их свободного качения r_{k01} и r_{k02} , должна определяться неравенством:

$$r_{k01} - r_{k02} > \frac{(k_{x1} k_6 - k_{x2}) P_{\Sigma x} - \left[P_{z1} f_1 - k_6 P_{x2} f_2 - \frac{J_k j_a}{r_k r_d} (1 - k_6) \right] (k_{x1} + k_{x2})}{1 + k_6}.$$

В случае, когда $\frac{M_{pk2}}{M_{pk1}} = k_6$, то есть колёса передней оси являются забегающими, а колёса задней оси – отстающими, распределение касательных реакций на колёсах ведущих осей будет характеризоваться выражениями:

$$P_{x1} = \frac{P_{\Sigma x} k_6 - P_{x1} f_1 + P_{x2} f_2 - \frac{J_k j_a}{r_k r_d} (1 - k_6)}{1 + k_6}; \quad P_{x2} = \frac{P_{\Sigma x} k_6 + P_{x2} f_2 - P_{x1} f_1 - \frac{J_k j_a}{r_k r_d} (1 - k_6)}{1 + k_6}.$$

В данном случае радиус качения задних колёс превышает радиус качения передних колёс, то есть $r_{k1} < r_{k2}$. Соответственно разность радиусов их свободного качения определится неравенством:

$$r_{k01} - r_{k02} < \frac{(k_{x1} k_6 - k_{x2}) P_{\Sigma x} + \left[P_{z1} f_1 - k_6 P_{x2} f_2 + \frac{J_k j_a}{r_k r_d} (1 - k_6) \right] (k_{x1} + k_{x2})}{1 + k_6}.$$

При проезде передними колёсами автомобиля выступающей неровности распределение угловых скоростей колёс определяется зависимостью:

$$\frac{h_d + r_{k1}}{h_d - r_{k2}} = \frac{r_{k2}\omega_{k2}}{r_{k1}\omega_{k1}},$$

где h_d – высота дорожной неровности, м; ω_1 и ω_2 – соответственно угловые скорости колёс передней и задней осей, рад/с.

Если межосевой дифференциал заблокирован, то распределение продольных касательных реакций определяется зависимостями:

$$P_{x1} = \frac{(2r_k - h_d)P_{z1}\varphi_x k_{x2} + 2h_d(r_{k0} - r_k)}{2h_d(k_{x1} + k_{x2})}; P_{x2} = \frac{(2r_k - h_d)P_{z2}\varphi_x k_{x1} + 2h_d(r_{k0} - r_k)}{2h_d(k_{x1} + k_{x2})}.$$

В таком случае момент, циркулирующий между колёсами ведущих осей, при условии отсутствия буксования колёс, определится из выражения:

$$M_{ц} = (P_{x1} - P_{x2})r_k(k_{x1} + k_{x2}) = M_1 - M_2(k_{x1} + k_{x2}).$$

При этом моменты начала буксования ведущих колёс:

$$M_{1букс} = P_{1z}r_k\varphi_x; M_{2букс} = P_{2z}r_k\varphi_x.$$

Из приведенных формул видно, что величина циркулирующего между ведущими осями момента $M_{ц}$, определяется высотой дорожной неровности h_d , радиусом колеса r_k , а также коэффициентами тангенциальной эластичности колёс передней и задней осей. Применительно к конструкции автомобиля УАЗ-2206 зависимость циркулирующего между осями момента от высоты дорожной неровности показана на рис. 2.

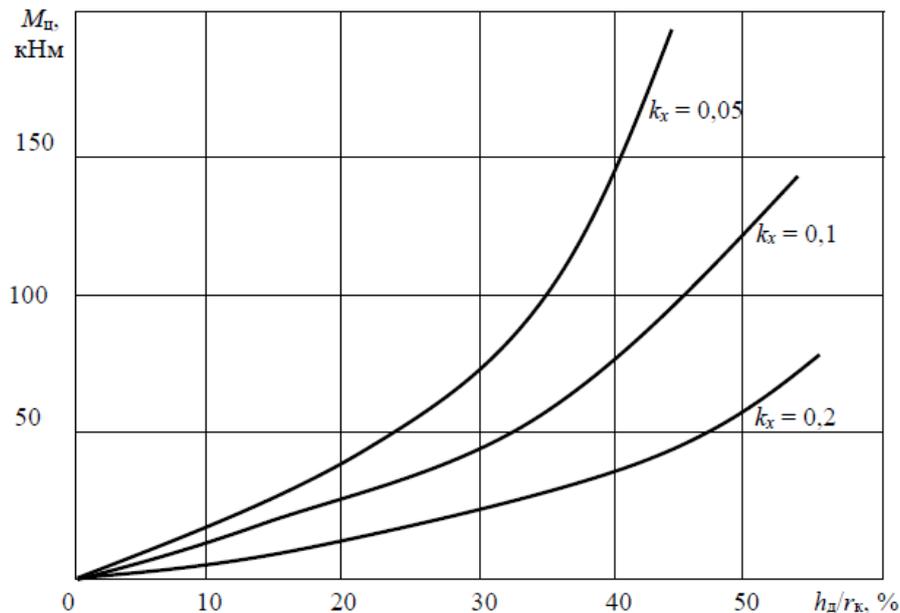


Рисунок 2 – Зависимость момента, циркулирующего между ведущими осями от соотношения высоты дорожной неровности к радиусу колеса при разных значениях коэффициента тангенциальной эластичности шин k_x

Как видно из рис. 2, циркуляция момента в трансмиссии автомобиля имеет нелинейную зависимость от высоты переезда дорожной неровности. При этом такая зависимость происходит тем значительнее, чем меньше коэффициент тангенциальной эластичности шин. Следовательно, чем большей эластичностью обладают шины, тем меньше величина циркулирующего в трансмиссии автомобиля момента.

При известных значениях циркулирующего момента и определяющих его величину факторах можно определить мощность, затрачиваемую на его циркуляцию в трансмиссии автомобиля при заблокированном межосевом дифференциале с использованием зависимости:

$$N_{ц} = \frac{M_{ц} V_a}{2\pi r_k \cdot 9549} = \frac{M_{ц} V_a}{59967 r_k},$$

где V_a – скорость автомобиля при переезде неровности, м/с; r_k – радиус колеса, м.

Как видно из рис. 3, мощность, затрачиваемая на циркуляцию крутящего момента между полуосями, определяется, прежде всего, скоростью движения автомобиля при переезде препятствия, а также соотношением высоты препятствия к радиусу колеса. В расчёте использовалась величина коэффициента тангенциальной эластичности шин $k_x = 0,1$, соответствующая номинальному давлению воздуха в шинах.

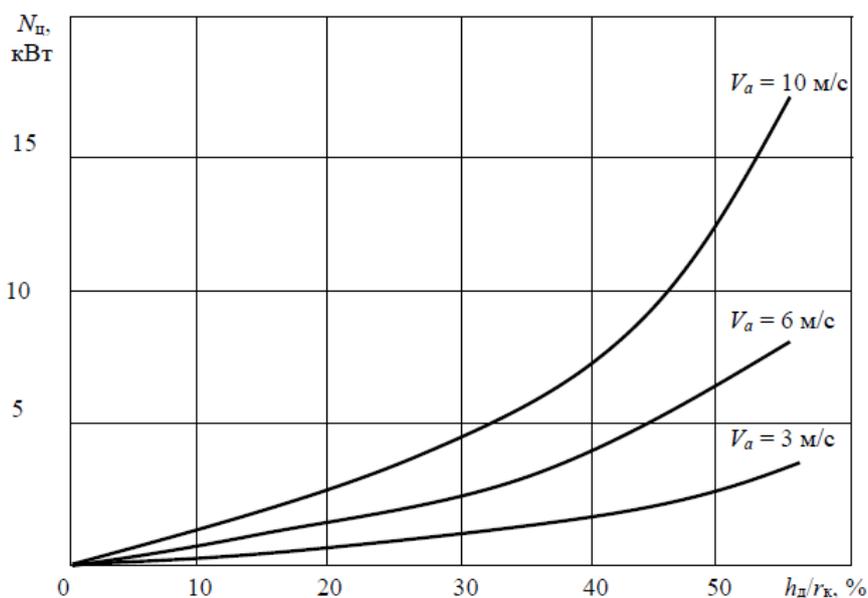


Рисунок 3 – Зависимость мощности, затрачиваемой на циркуляцию момента между ведущими осями от соотношения высоты неровности и радиуса колеса при заблокированном межосевом дифференциале

При разблокированном симметричном дифференциале величины $M_{ц}$ и $N_{ц}$ обнуляются, однако в таком случае возрастает вероятность начала пробуксовки ведущих колёс, что вызывает ухудшение проходимости автомобиля. Рациональным решением может быть использование межосевого самоблокирующегося или дифференциала повышенного трения, обладающего приемлемым уровнем коэффициента его блокировки

Как видно из рис. 4, циркулирующий в трансмиссии момент, возникающий при переезде препятствия, в значительной мере зависит от величины коэффициента блокировки межосевого дифференциала. При характеристике $k_6 = 0,1$, близкой к характеристике симметричного дифференциала, величина циркулирующего в трансмиссии момента является минимальной,

однако, это повышает вероятность начала буксования колёс. При больших величинах коэффициента блокировки дифференциала колёса приобретают меньшую склонность к пробуксовке, но это приводит к некоторому возрастанию циркулирующего момента, что является нежелательным. Предметом дальнейшего поиска может быть определение оптимальной величины коэффициента блокировки межосевого дифференциала, снижающего вероятность наступления буксования ведущих колёс при умеренном возрастании циркулирующего момента в трансмиссии.

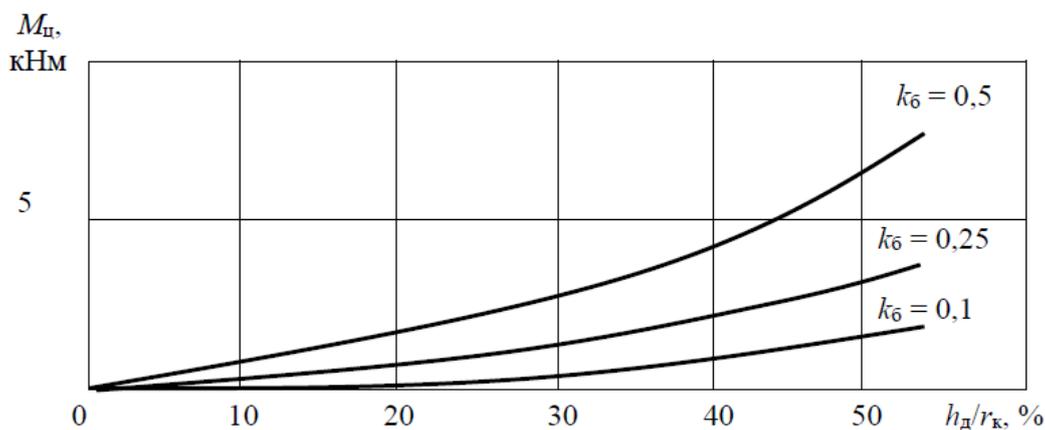


Рисунок 4 – Зависимость момента, циркулирующего в трансмиссии автомобиля с полным приводом от соотношения высоты неровности и радиуса колеса при разных значениях коэффициента блокировки межосевого дифференциала.

4 Обсуждение и заключение

Результаты работы по оценке влияния характеристик межосевого дифференциала на распределение крутящих моментов между ведущими осями обсуждались на научно-практических конференциях, проводимых в Воронежском государственном лесотехническом университете имени Г.Ф. Морозова в 2019-2021 годах и в Орловском государственном университете в 2022 и 2023 годах. При этом было отмечено, что наличие заблокированного привода, способствует повышению проходимости автомобиля, однако значительно нагружает агрегаты трансмиссии циркулирующим моментом. Авторам данной работы было указано, что направление поиска целесообразно сосредоточить на вопросах определения оптимальной величины коэффициента блокировки дифференциала, позволяющей снизить вероятность пробуксовки колёс при незначительной величине циркулирующего в трансмиссии момента. Авторами работы было выражено согласие с данным замечанием, однако при этом было пояснено, что поиск оптимальной величины коэффициента блокировки межосевого дифференциала необходимо согласовывать с показателями жёсткости и поглощающей способности используемых на автомобиле шин, а также уровнем их тангенциальной эластичности. При обсуждении результатов работы отмечалось, что по результатам, показанным на рис. 3 и 4, может быть осуществлён анализ влияния циркулирующего в трансмиссии момента на показатели топливной экономичности автомобиля.

Заключение

1 Принудительная блокировка межосевого дифференциала в трансмиссии автомобиля с полным приводом при переезде неровности сопровождается значительным уровнем циркулирующего момента и мощности, затрачиваемой на его преодоление.

2 Циркулирующие в трансмиссии автомобиля момент и мощность резко возрастают с увеличением скорости движения автомобиля через препятствие.

3 Величина коэффициента блокировки межосевого дифференциала существенно влияет на уровень циркулирующего в трансмиссии момента.

В дальнейшей работе целесообразно сосредоточить внимание на определении оптимальной величины коэффициента блокировки межосевого дифференциала, позволяющей снизить вероятность пробуксовки колёс при незначительном уровне циркулирующего в трансмиссии момента и мощности, затрачиваемой на его преодоление.

Список литературы

- 1 Антонов, Д. А. Теория движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. - М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
- 2 Аксенов, П. В. Многоосные автомобили / П. В. Аксенов. - М.: Машиностроение, 1980. – 207 с.
- 3 Агейкин, Я. С. Проходимость автомобилей / Я.С. Агейкин. - М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
- 4 Андреев, А. Ф. Дифференциалы колёсных машин / А.Ф. Андреев, В.В. Ванцевич, А.Х. Лефаров; под общ. редакцией А.Х. Лефарова. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.
- 5 Андреев, А. Ф. Статическая поворотливость полноприводных колёсных машин с дифференциальным межосевым приводом / А.Ф. Андреев, А.Х. Лефаров. - Автотракторостроение. - Минск: Вышэйша школа, 1978, вып. 11. С. 117-125.
- 6 Бухарин, Н. А. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Учебное пособие для вузов. / Н.А. Бухарин, В.С. Прозоров, М.М. Щукин. – Л.: Машиностроение, 1973. – 504 с.
- 7 Волков, В. С. Специализированный подвижной состав автомобильного транспорта: учебное пособие для вузов / В.С. Волков. – Санкт-Петербург: Лань, 2023. – 216 с.
- 8 Лефаров, А. Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей / А.Х. Лефаров. - М.: Машиностроение, 1972. – 147 с.
- 9 Гришкевич, А. И. Автомобили. Теория. Учебник для вузов / А.И. Гришкевич. - Минск: Вышэйша школа, 1986. – 208 с.
- 10 Литвинов, А. С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Транспорт, 1971. – 416 с.
- 11 Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск, дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
- 12 Тарасик, В. П. Моделирование дифференциальных приводов ведущих колёс мобильных машин / В. П. Тарасик, Пузанова О.В., Курстак В.И. – Вестник Белорусско-Российского университета, 2009, № 3 (24). – С. 42-52.
- 13 Круташов, А. В. Дифференциал повышенного трения плюс ПБС. Энергетическая эффективность распределения мощности / А.В. Круташов. //Автомобильная промышленность, 2011, №1. С. 11-13.
- 14 Круташов А.В., Баулина Е.Е., Серебряков В.В. Цилиндрический дифференциал с сателлитами непрерывного чередования (дифференциал «Квайф»). Конструкция, расчёт зацепления, расчёт коэффициента блокировки. - М: Тракторы и сельхозмашины, 2014 – 58 с.
- 15 Лукин, П. П. Конструирование и расчет автомобиля. Учебник для студентов ВТУЗов, обучающихся по специальности "Автомобили и тракторы" / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. – М.: Машиностроение, 1984 – 376 с.
- 16 Афанасьев, Б.А. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Г.И. Гладов; под ред. А.А. Полуняна. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008 – 496 с.
- 17 Селифонов, В. В. Многоцелевые полноприводные АТС и дифференциал повышенного трения / В.В. Селифонов, А.В. Круташов, Е.Е. Баулина. // Автомобильная промышленность, 2005, №3. – С. 25-29.
- 18 Gethoffen H. Einsatz von Mikroprozessoren in der Nachrichtentechnik. Mikroprozessoren und ihre Anwendungen. / H. Gethoffen // Hrsg. von W. Hiibert und R. Piloty. Munchen, Wien, R. Oldenbourg Verlag, 1977.

References

- 1 Antonov, D. A. Theory of motion of multi-axle vehicles / D. A. Antonov. - M.: Mashinostroenie, 1978. - 216 p.
- 2 Aksenov, P. V. Multi-axle vehicles / P. V. Aksenov. - M.: Mashinostroenie, 1980. - 207 p.
- 3 Ageikin, Ya. S. Cross-country ability of vehicles / Ya. S. Ageikin. - M.: Mashinostroenie, 1981. - 232 p.

- 4 Andreev, A. F. Differentials of wheeled vehicles / A. F. Andreev, V. V. Vantsevich, A. Kh. Lefarov; under the general editorship of A. Kh. Lefarov. - M.: Mashinostroenie, 1987. - 176 p.
- 5 Andreev, A. F. Static turning ability of all-wheel drive wheeled vehicles with differential interaxle drive / A. F. Andreev, A. Kh. Lefarov. - Automotive and tractor manufacturing. - Minsk: Higher School, 1978, issue 11. Pp. 117-125.
- 6 Bukharin, N. A. Automobiles. Design, load conditions, working processes, strength of vehicle units. Textbook for universities. / N. A. Bukharin, V. S. Prozorov, M. M. Shchukin. - L.: Mechanical Engineering, 1973. - 504 p.
- 7 Volkov, V. S. Specialized rolling stock of automobile transport: textbook for universities / V. S. Volkov. - St. Petersburg: Lan, 2023. - 216 p.
- 8 Lefarov, A.Kh. Differentials of cars and tractors / A.Kh. Lefarov. - M.: Mashinostroenie, 1972. - 147 p.
- 9 Grishkevich, A.I. Cars. Theory. Textbook for universities / A.I. Grishkevich. - Minsk: Vysheysya shkola, 1986. - 208 p.
- 10 Litvinov, A.S. Controllability and stability of the car / A.S. Litvinov. - M.: Transport, 1971. - 416 p.
- 11 Tarasik, V.P. Mathematical modeling of technical systems: textbook for universities / V.P. Tarasik. - Minsk, design PRO, 2004. - 640 p.
- 12 Tarasik, V. P. Modeling of differential drives of driving wheels of mobile machines / V. P. Tarasik, O. V. Puzyanova, V. I. Kurstak. - Bulletin of the Belarusian-Russian University, 2009, No. 3 (24). - P. 42-52.
- 13 Krutashov, A. V. Limited slip differential plus LSD. Energy efficiency of power distribution / A. V. Krutashov. // Automobile industry, 2011, No. 1. P. 11-13.
- 14 Krutashov A. V., Baulina E. E., Serebryakov V. V. Cylindrical differential with continuous alternation satellites (differential "Quaif"). Design, engagement calculation, locking coefficient calculation. - M: Tractors and agricultural machinery, 2014 – 58 p.
- 15 Lukin, P. P. Design and calculation of the car. Textbook for students of higher technical educational institutions studying in the specialty "Cars and tractors" / P. P. Lukin, G. A. Gasparyanc, V. F. Rodionov. - M.: Mechanical Engineering, 1984 – 376 p.
- 16 Afanasyev, B. A. Design of all-wheel drive wheeled vehicles: Textbook for universities / B. A. Afanasyev, B. N. Belousov, G. I. Gladov; edited by A. A. Polungyan. - M.: Bauman Moscow State Technical University, 2008 – 496 p.
- 17 Selifonov, V. V. Multipurpose all-wheel drive vehicles and limited slip differential / V. V. Selifonov, A.V. Krutashov, E.E. Baulina. // Automotive industry, 2005, No. 3. – pp. 25-29.
- 18 Gethoffen H. Einsatz von Mikroprozessoren in der Nachrichtentechnik. Mikroprozessoren und ihre Anwendungen. / H. Gethoffen // Hrsg. von W. Hiibert und R. Piloty. Munchen, Wien, R. Oldenbourg Verlag, 1977.

© Волков В. С., Лебедев Е. Г., Митрохин Е. А., 2024