

## **К ВОПРОСУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗОНЫ НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ САМОБЛОКИРУЮЩИХСЯ МЕЖКОЛЕСНЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ С КОЭФФИЦИЕНТОМ БЛОКИРОВКИ, ЗАВИСЯЩИМ ОТ СКОРОСТИ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ВРАЩЕНИЯ КОЛЕС**

### **Введение.**

При проектировании нерельсовых транспортных средств, предназначенных для эксплуатации, в том числе, в условиях полного бездорожья, вопрос проходимости является одним из ключевых при выборе типа и конструкции двигателя и трансмиссии. В последнее время в мире для таких машин просматривается стойкая тенденция к смещению приоритетов в сторону колесного двигателя по сравнению с двигателем гусеничным. В связи с этим задача повышения проходимости колесных машин в условиях полного бездорожья является актуальной.

### **Анализ последних достижений и публикаций.**

Для автомобилей с механическим распределением мощности по ведущим колесам и мостовой схемой трансмиссии по вполне объективным причинам обязательным элементом является межколесный дифференциал.

В классической научно-технической литературе по автомобилестроению второй половины прошлого века [1 – 4], как правило, рассматриваются дифференциалы четырех типов: простой конический без устройства для полной принудительной блокировки или с ним, а также самоблокирующиеся дифференциалы повышенного трения трех типов: с дисками трения, кулачковые (сухарные) и червячные. Иногда в эту группу попадают так называемые «дифференциалы с механизмами свободного хода», выполняющие аналогичные функции, но не являющиеся дифференциальными механизмами.

В изданиях этого века описываются так же и более современные технические решения, такие как конструкции «Квайф», «Торсен», гидравлические дифференциалы с масляными насосами и муфтами вязкостного трения (вискомуфты) по патенту Фергюссона [5 – 8].

Проблема классических дифференциалов повышенного трения состоит в том, что они имеют либо постоянный коэффициент блокировки, либо коэффициент блокировки, зависящий от нагрузки. Для получения достаточной проходимости коэффициент блокировки должен быть достаточно большим, а для сохранения управляемости и устойчивости движения он должен быть минимальным и стремиться к единице.

Для большинства машин, эксплуатирующихся преимущественно на дорогах с твердым покрытием и лишь периодически выезжающих на грунтовые дороги в период распутицы или гололеда «...нет необходимости иметь большое значение коэффициента блокировки, так как предельные значения коэффициента сцепления под отдельными колесами встречаются крайне редко. По некоторым данным  $K_{\phi}=3$  достаточен для 80% дорожных условий,  $K_{\phi}=5$  – для 94%.» [5]. Однако если речь идет о «бездорожных» условиях, связанных с вероятностью вывешивания одного или нескольких колес в процессе преодоления как естественных, так и искусственных препятствий, то возникает необходимость дополнительного увеличения коэффициента блокировки или полного блокирования дифференциала.

Пути решения указанной проблемы могут лежать либо в области разработки электронной системы автоматического управления индивидуальными потоками

© Д.О. Волонцевич, 2016

мощности между ведущими колесами [9], либо управления коэффициентом блокировки, например, дифференциала с дисками трения, либо в более глубокой проработке гидравлических (героторных) дифференциалов. В отношении последних в [5] отмечается, что «момент трения в них зависит не от передаваемого крутящего момента, а от квадрата разности угловых скоростей ведомых валов. Эти дифференциалы имеют наиболее благоприятную зависимость момента трения от условий движения. Так, при небольшой разнице угловых скоростей полуосей момент трения у них близок к нулю и нет затруднений при криволинейном движении КМ; при буксовании же одного из колес момент трения резко возрастает и позволяет передать большую часть мощности на небуксующее колесо.»

### **Цель и постановка задачи**

Целью данной работы является определение зоны нечувствительности самоблокирующихся межколесных дифференциалов с коэффициентом блокировки, зависящим от скорости относительного вращения колес, на примере четырехосного колесного бронетранспортера.

Эта задача может быть актуальна как для разработки электронной системы автоматического управления коэффициентом блокировки, так и для выработки требований к характеристикам героторного дифференциала.

### **Основная часть**

Для того чтобы понять, какая разница в угловой скорости полуосевых шестерен межколесных дифференциалов возможна при движении по дорогам с твердым покрытием и не должна вызывать даже частичного блокирования дифференциала надо определить зависимость минимально возможных радиусов поворота бронетранспортера от скорости его движения.

Рассмотрим режим криволинейного движения четырехосного колесного бронетранспортера на примере БТР-4 по сухому и чистому асфальтобетонному покрытию. Минимальный радиус поворота на низких скоростях движения ограничивается конструктивным исполнением системы рулевого управления машины и составляет приблизительно  $R_{нар} = 11$  м по центральной плоскости переднего наружного поворота колеса. Радиус поворота по центру масс  $R_c$  при этом определяется (см. рис.1) по формулам:

$$R_c = \sqrt{|AO|^2 + \left(L - L_1 - \frac{L_2}{2}\right)^2},$$

$$\text{где } |AO| = \sqrt{R_{нар}^2 - \left(L - \frac{L_2}{2}\right)^2} - \frac{B}{2}.$$

Для бронетранспортера БТР-4 эти параметры составляют  $L=4,4$  м;  $L_1=L_2=1,35$  м;  $L_C=2,285$  м;  $B=2,445$  м. Соответственно минимальный радиус поворота по центру масс при отсутствии проскальзывания колес  $R_c = 9,13$  м.

Зная вес машины  $G_M$ , ширину колеи  $B$  и высоту расположения центра тяжести  $h_{цт}$ , можно записать формулу для определения критического минимального радиуса поворота  $R_c$  от скорости движения  $v_c$ , при котором начинается опрокидывание машины:

$$G_M \frac{B}{2} = P_{\text{ин}} h_{\text{цт}} = \frac{G_M v_C^2 h_{\text{цт}}}{g R_C}, \text{ отсюда } R_C = \frac{2v_C^2 h_{\text{цт}}}{gB},$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

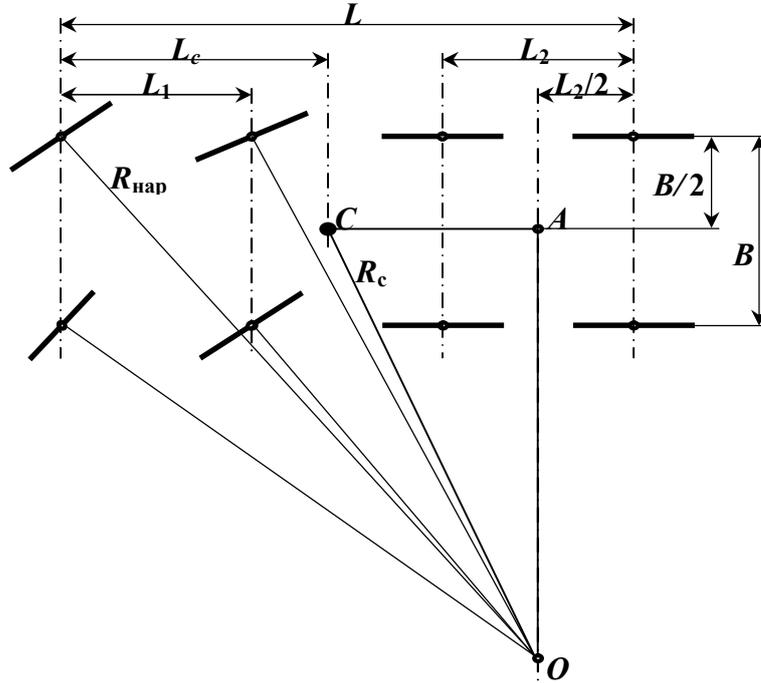


Рис. 1. К определению радиуса поворота по центру масс

Полученные значения критического минимального радиуса поворота от скорости движения для различных значений высоты расположения центра тяжести (могут зависеть от комплектации, типа вооружения и т.п.) представлены на графике (рис. 2).

Далее определяем угловую скорость вращения корпуса машины вокруг вертикальной оси  $\omega_C$ :

$$\omega_C = \frac{v_C}{R_C},$$

средние линейные скорости движения отстающего  $v_1$  и забегающего  $v_2$  бортов:

$$v_1 = \frac{v_C}{R_C} \left( R_C - \frac{B}{2} \right) = v_C \left( 1 - \frac{B}{2R_C} \right) \quad \text{и} \quad v_2 = \frac{v_C}{R_C} \left( R_C + \frac{B}{2} \right) = v_C \left( 1 + \frac{B}{2R_C} \right),$$

среднюю угловую скорость вращения колес отстающего  $\omega_{BK1}$  и забегающего  $\omega_{BK2}$  бортов:

$$\omega_{BK1} = \frac{v_1}{R_{BK}} \quad \text{и} \quad \omega_{BK2} = \frac{v_2}{R_{BK}},$$

среднюю угловую скорость вращения полуосей отстающего  $\omega_1$  и забегающего  $\omega_2$  бортов:

$$\omega_1 = \omega_{BK1} i_{KP} = \frac{v_1 i_{KP}}{R_{BK}} \quad \text{и} \quad \omega_2 = \omega_{BK2} i_{KP} = \frac{v_2 i_{KP}}{R_{BK}},$$

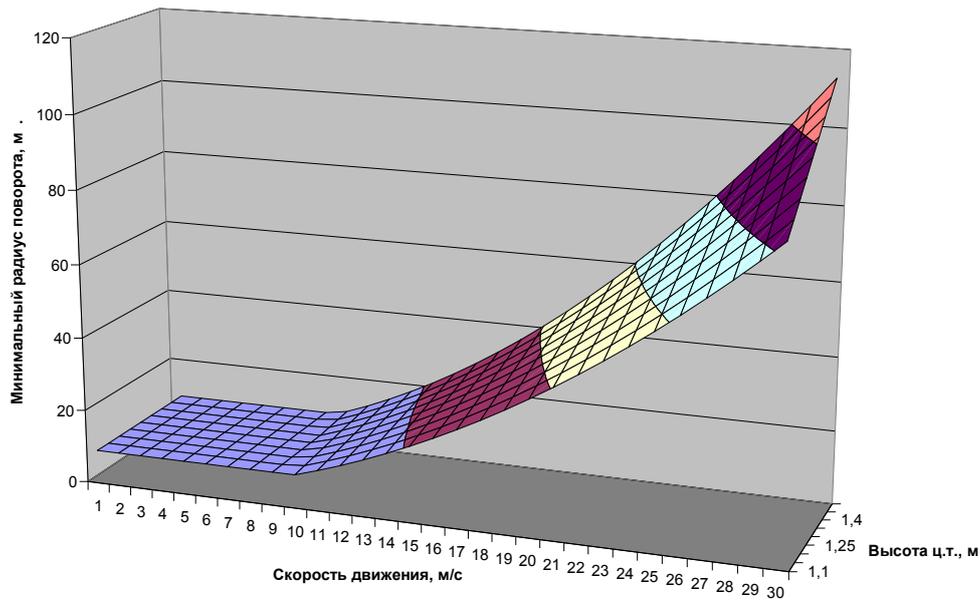


Рис. 2. Зависимость минимального радиуса поворота от скорости движения и высоты расположения центра тяжести

А также относительную угловую скорость вращения полуоси и корпуса дифференциала  $\Delta\omega_H$  :

$$\Delta\omega_H = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2} = \frac{i_{KP}(v_2 - v_1)}{2R_{BK}}.$$

Здесь  $i_{KP} = 4,33$  передаточное отношение колесного редуктора;  $R_{BK} = 0,53$  м. радиус колеса. Здесь и далее полагаем, что отстающий борт имеет индекс 1, забегающий – 2.

На рис. 3 представлена зависимость относительной частоты вращения полуоси и корпуса дифференциала в оборотах в минуту  $\Delta n_H = \frac{30\Delta\omega_H}{\pi}$  от скорости движения для различных значений высоты расположения центра тяжести.

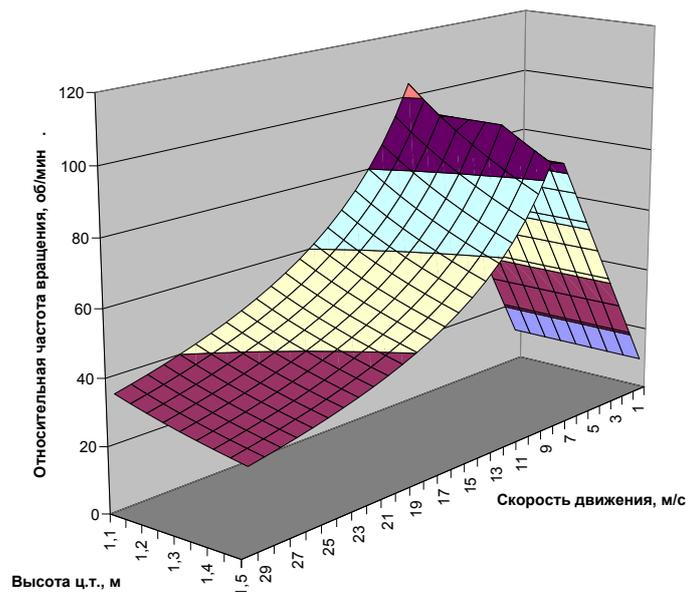


Рис. 3. Зависимость относительной частоты вращения полуоси и корпуса дифференциала от скорости движения и высоты расположения центра тяжести

## **Выводы**

Проведенные расчеты показали, что максимальная относительная частота вращения полуоси и корпуса межколесного дифференциала, которая может возникнуть из-за разности в скоростях вращения колес разных бортов при маневрировании на дорогах с твердым покрытием, не превышает 100 об/мин для колесных бронетранспортеров типа БТР-4 с любой высотой расположения центра масс выше 1 м. Поэтому при проектировании самоблокирующегося межколесного дифференциала для колесного бронетранспортера с коэффициентом блокировки, зависящим от скорости относительного вращения колес, необходимо обеспечить минимальное блокирование колес или его отсутствие до частоты относительного вращения полуоси и корпуса дифференциала, равной 90 об/мин. Это позволит для любых режимов движения по дорогам с твердым покрытием получить отсутствие дополнительного сопротивления при маневрировании и облегчить вход в поворот с любым радиусом в рамках безопасности по опрокидыванию машины.

**Литература:** 1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили: Теория общих конструктивных решений / П.В. Аксенов. – М.: Машиностроение, 1980. – 207 с. 2. Бочаров Н.Ф. Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости / Н.Ф. Бочаров, И.С. Цитович, А.А. Полунгян, и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 299 с. 3. Гаспарянц Г.А. Повышение проходимости автомобиля / Г.А. Гаспарянц. – М.: Транспорт, 1967. – 63 с. 4. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 312 с. 5. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: в 3 т., Т.2 / Б.А. Афанасьев, Л.Ф. Жеглов, В.Н. Зуев и др.; Под ред. А.А. Полунгяна. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 528 с.: ил. 6. Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: Power Transmissions. / A. Mihailidis, I. Nerantzis // Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20 -23, 2012. – Volume 13 of the series Mechanisms and Machine Science. – P.P. 125-140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0\_8. 7. Design, Manufacturing & Analysis of Differential Crown Gear and Pinion for MFWD Axle. / S.H. Gawande, S.V. Khandagale, V.T. Jadhav, V.D. Patil, D.J. Thorat // Second National Conference on Recent Developments in Mechanical Engineering M.E.S. College of Engineering, Pune, India. 26-27<sup>th</sup> of April, 2013. OSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE) ISSN(e): 2278-1684, ISSN(p): 2320-334X, –P.P.: 59-66. 8. Design procedure for loading capacity calculations for classic automobile differentials / V. Moravec, Z. Foltá, P. Maršálek // MECCA 03.2012. –P.P.22-30. DOI 10.2478/v10138-012-0016-6. Режим доступа: <https://www.degruyter.com/downloadpdf/j/mecdc.2012.10.issue-3/v10138-012-0016-6/v10138-012-0016-6.xml>. 9. Келлер А.В. Методологические принципы оптимизации распределения мощности между двигателями колесных машин / А.В. Келлер // Вестник ЮУрГУ, – 2006. – №11, – С. 96-101.

**Bibliography (transliterated):** 1. Aksenov P.V. Mnogoosnyie avtomobili: Teoriya obschih konstruktivnyih resheniy / P.V. Aksenov. – M.: Mashinostroenie, 1980. – 207 s. 2. Bocharov N.F. Konstruirovaniye i raschet kolesnyih mashin vyisokoy prohodimosti / N.F. Bocharov, I.S. Tsitovich, A.A. Polungyan, i dr. – M.: Mashinostroenie, 1983. – 299 s. 3. Gasparyants G.A. Povyishenie prohodimosti avtomobilya / G.A. Gasparyants. – M.: Transport, 1967. – 63 s. 4. Platonov V.F. Polnoprivodnyie avtomobili. – M:

*Mashinostroenie, 1989. –312 s. 5. Proektirovanie polnoprivodnykh kolesnykh mashin: Uchebnik dlya vuzov: v 3 t., T.2 / B.A. Afanasev, L.F. Zheglov, V.N. Zuev i dr.; Pod red. A.A. Polungyana. – M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 2008. –528 s.: il. 6. Recent Developments in Automotive Differential Design. In book: Power Transmissions. / A. Mihailidis, I. Nerantzis // Proceedings of the 4th International Conference, held at Sinaia, Romania, June 20 -23, 2012. – Volume 13 of the series Mechanisms and Machine Science. – P.P. 125-140. DOI 10.1007/978-94-007-6558-0\_8. 7. Design, Manufacturing & Analysis of Differential Crown Gear and Pinion for MFWD Axle. / S.H. Gawande, S.V. Khandagale, V.T. Jadhav, V.D. Patil, D.J. Thorat // Second National Conference on Recent Developments in Mechanical Engineering M.E.S. College of Engineering, Pune, India. 26-27<sup>th</sup> of April, 2013. OSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE) ISSN(e): 2278-1684, ISSN(p): 2320-334X, –P.P.: 59-66. 8. Design procedure for loading capacity calculations for classic automobile differentials / V. Moravec, Z. Folta, P. Maršálek // MECCA 03.2012. –P.P.22-30. DOI 10.2478/v10138-012-0016-6. Режим доступу: <https://www.degruyter.com/downloadpdf/j/mecdc.2012.10.issue-3/v10138-012-0016-6/v10138-012-0016-6.xml>. 9. Keller A.V. Metodologicheskie printsipyi optimizatsii raspredeleniya moschnosti mezhdu dvizhitelyami kolesnykh mashin / A.V. Keller // Vestnik YuUrGU, – 2006. – N11, – S. 96-101.*

Волонцевич Д.О., Мормило Я.М.

ДО ПИТАННЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЗОНИ НЕЧУТЛИВОСТІ МІЖКОЛІСНИХ  
ДИФЕРЕНЦІАЛІВ, ЯКІ САМОСТІЙНО БЛОКУЮТЬСЯ, З КОЕФІЦІЄНТОМ  
БЛОКУВАННЯ, ЩО ЗАЛЕЖИТЬ ВІД ШВИДКОСТІ  
ВІДНОСНОГО ОБЕРТАННЯ КОЛІС

В роботі на прикладі колісного бронетранспортера БТР-4 визначено потрібну границю нечутливості міжколісних диференціалів, які самостійно блокуються, з коефіцієнтом блокування, що залежить від швидкості відносного обертання коліс. Ця задача може бути актуальна як для розробки електронної системи автоматичного управління коефіцієнтом блокування, так і для вироблення вимог до характеристик героторного диференціалу.

Volontsevych D.O., Mormylo Ya.M.

ON THE DETERMINATION OF INSENSITIVITY ZONE  
SELF-LOCKING CROSS-AXLE DIFFERENTIAL WITH LOCK RATIO,  
SPEED-DEPENDENT RELATIVE ROTATION OF WHEELS

In the work on the example of wheeled armored personnel carriers BTR-4 was determined the necessary boundary of insensitivity for cross-axle self-locking (limited slip) differential with a lock ratio that depends on the relative wheel speed. This could be relevant for the development of an electronic system of automatic control lock ratio and for generating performance requirements of gerotor differential.