

- хронизаторов в коробке передач. – Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. – 122 с.
5. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2004. 592 с.
 6. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. – М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
 7. Шарипов В.М. Проектирование механических, гидромеханических и гидрообъемных передач тракторов. – М.: МГТУ «МАМИ», 2002. 300 с.
 8. Шарипов В.М., Коломиец С.Н. Работа буксования фрикционной муфты сцепления. // Вестник машиностроения. 1987, № 7, с. 31-33.
 9. Переключение передач в КП трактора без разрыва потока мощности. / В.М. Шарипов, К.И. Городецкий, М.И. Дмитриев и др. // Тракторы и сельхозмашины, 2012, № 5, с. 19-23.
 10. Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора с помощью фрикционных муфт. / В.М. Шарипов, К.И. Городецкий, М.И. Дмитриев и др. // Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 1 (13), 2012, с. 112-121.
 11. Тейлор Д. Введение в теорию ошибок. – М.: Мир. – 1985. 272 с.

Определение рационального передаточного отношения межосевого дифференциала при модернизации трансмиссии автомобиля многоцелевого назначения

к.т.н. проф. Мурог И.А.
ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (НИУ)
8 (351) 267-91-10, uni1@susu.ac.ru

Аннотация. В статье предложена методика выбора рационального передаточного отношения межосевого дифференциала полноприводных автомобилей и оценки эффективности ее использования для улучшения эксплуатационных характеристик автомобилей.

Ключевые слова: полноприводный автомобиль, межосевой дифференциал, передаточное отношение

Передаточное отношение межосевого дифференциала существенно влияет на распределение мощности и крутящего момента по ведущим мостам полноприводного автомобиля, а следовательно, на проходимость, среднюю скорость движения и топливную экономичность. Поэтому представляет научный и практический интерес совершенствования методики выбора передаточного отношения.

Преобладает практика равномерного распределения крутящего момента по ведущим мостам. Это верно для одинаковой вертикальной нагрузки на ведущие мосты, одинаковых характеристик сцепления колес с опорной поверхностью и сопротивления качению колес [1].

В большинстве реальных случаев эксплуатации эти условия не выполняются, принятое таким образом передаточное отношение межосевого дифференциала не оптимально и снижает эффективность использования мощности двигателя.

Вследствие неравномерного распределения сил тяги по ведущим колесам, возникающего при движении автомобиля с межосевым дифференциалом, возникают дополнительные затраты мощности, которые определяются следующими зависимостями (1):

- для автомобиля с колесной формулой 4×4:

$$N_{\text{доп}4X4} = \gamma \cdot \frac{\omega}{1} \cdot \left[2 \cdot P_a \cdot \frac{(f_a \cdot G_a - u \cdot R_z 1 \cdot f_l) \cdot (1 - u^2 \cdot 1)}{(u + 1)^3} + \frac{(f_a \cdot G_a - u \cdot R_z 1 \cdot f_l)^2}{(u + 1)^2} \right]$$

- для автомобиля с колесной формулой 6×6:

$$N_{\text{доп}6X6} = \gamma \cdot \frac{\omega}{2} \cdot \left[2 \cdot P_a \cdot \frac{(f_a \cdot G_a - u \cdot R_z 1 \cdot f_l) \cdot (2 - u^2 \cdot 1)}{(u + 1)^3} + \frac{(f_a \cdot G_a - u \cdot R_z 1 \cdot f_l)^2}{(u + 1)^2} \right] \quad (1)$$

- для автомобиля с колесной формулой 8×8:

$$N_{\text{доп}8X8} = \gamma \cdot \frac{\omega}{4} \cdot \left[2 \cdot Pa \cdot \frac{(fa \cdot Ga - u \cdot Rz1 \cdot fl)}{(u + 1)^3} \cdot (2 - u^2 \cdot 2) + \frac{(fa \cdot Ga - u \cdot Rz1 \cdot fl)^2}{(u + 1)^2} \right]$$

где: γ – коэффициент тангенциальной эластичности колеса; ω – угловая скорость вращения колеса; fa – обобщенный коэффициент сопротивления качению колеса; Ga – сила тяжести, действующая на автомобиль; u – передаточное отношение межосевого дифференциала; $Rz1$ – вертикальная нагрузка на колесо; fl – коэффициент сопротивления качению колеса 1-ого моста; Pa – сила тяги ведущих колес.

При движении по твердым опорным поверхностям эти потери мощности могут достигать 3...8 % от общей мощности, необходимой для движения автомобиля. Имеется зона минимума потерь мощности, которая обеспечивается оптимизацией передаточного отношения межосевого дифференциала в соответствии с условиями движения.

Следовательно, необходимо создать механический дифференциальный механизм с автоматическим изменением передаточного отношения. Поскольку в настоящее время это сделать не удалось, то снизить потери мощности и повысить тягово-скоростные свойства автомобиля можно, применив в межосевом приводе дифференциальный механизм с рациональным передаточным отношением, приближающимся к оптимальному при наиболее вероятных режимах движения [2].

Методика определения рационального передаточного отношения включает в себя:

- сбор статистической информации об условиях движения и нагружения автомобиля;
- определение передаточного отношения межосевого дифференциала в конкретных дорожных условиях с конкретной нагрузкой.

Для этого используются зависимости для определения передаточного отношения межосевого дифференциала, обеспечивающего минимум потерь мощности в заданных условиях движения (2):

- для автомобиля с колесной формулой 4×4:

$$U_{\text{мод}4X4} = \frac{(Pa \cdot Rz1 \cdot fl + 3 \cdot Pa \cdot fa \cdot Ga + 2 \cdot Rz1 \cdot fl \cdot fa \cdot Ga + 2 \cdot fa^2 \cdot Ga^2)}{(Pa \cdot fa \cdot Ga + 3 \cdot Pa \cdot Rz1 \cdot fl + 2 \cdot Rz1^2 \cdot fl^2 + 2 \cdot Rz1 \cdot fl \cdot fa \cdot Ga)}$$

- для автомобиля с колесной формулой 6×6:

$$U_{\text{мод}6X6} = \frac{1}{2 \cdot (Pa \cdot fa \cdot Ga + 3 \cdot Pa \cdot Rz1 \cdot fl + 3 \cdot Rz1^2 \cdot fl^2 + 3 \cdot Rz1 \cdot fl \cdot fa \cdot Ga)} \cdot \left(-4 \cdot Pa \cdot Rz1 \cdot fl + 3 \cdot fa^2 \cdot Ga^2 + 2 \cdot Pa \cdot fa \cdot Ga + \dots \right)$$

$$B = \left(\begin{aligned} &40 \cdot Pa^2 \cdot Rz1^2 \cdot fl^2 + 96 \cdot Pa \cdot Rz1 \cdot fl \cdot fa^2 \cdot Ga^2 \dots \\ &+ 64 \cdot Pa^2 \cdot Rz1 \cdot fl \cdot fa \cdot Ga + 48 \cdot Rz1^3 \cdot fl^3 \cdot Pa \dots \\ &+ 9 \cdot fa^4 \cdot Ga^4 + 24 \cdot fa^3 \cdot Ga^3 \cdot Pa \dots \\ &+ 54 \cdot Rz1^2 \cdot fl^2 \cdot fa^2 \cdot Ga^2 + 28 \cdot Pa^2 \cdot fa^2 \cdot Ga^2 \dots \\ &+ 120 \cdot Pa \cdot Rz1^2 \cdot fl^2 \cdot fa \cdot Ga + 9 \cdot Rz1^4 \cdot fl^4 \dots \\ &+ 36 \cdot Rz1^3 \cdot fl^3 \cdot fa \cdot Ga + 36 \cdot fa^3 \cdot Ga^3 \cdot Rz1 \cdot fl \end{aligned} \right)^{\frac{1}{2}} \quad 2)$$

- для автомобиля с колесной формулой 8×8:

$$U_{\text{мод}8X8} = \frac{(Pa \cdot Rz1 \cdot fl + 3 \cdot Pa \cdot fa \cdot Ga + 2 \cdot Rz1 \cdot fl \cdot fa \cdot Ga + 2 \cdot fa^2 \cdot Ga^2)}{(Pa \cdot fa \cdot Ga + 3 \cdot Pa \cdot Rz1 \cdot fl + 2 \cdot Rz1^2 \cdot fl^2 + 2 \cdot Rz1 \cdot fl \cdot fa \cdot Ga)}$$

- определение рационального передаточного отношения для всех вероятных дорожных условий и величин нагрузки, обеспечивающего максимальный уровень производительности и проходимости автомобиля;
- определение рационального передаточного отношения межосевого дифференциала, соответствующего математическому ожиданию для всей совокупности вероятных условий эксплуатации. Для этого предложена зависимость (3):

$$u_{\text{МОД}} = \frac{1}{\sum_{j=1}^s p_j} \left(\sum_{j=1}^s p_j \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^n p_j} \sum_{i=1}^n p_j \cdot m_{u_{\text{МОД}ij}} \right), \quad (3)$$

где p_i – вероятность движения автомобиля в i -х дорожных условиях; p_j – вероятность j -той нагрузки; $m_{u_{\text{МОД}ij}}$ – математического ожидание рационального передаточного отношения межосевого дифференциала в i -х дорожных условиях с j -ой нагрузкой; n – число разновидностей дорожных условий; s – число разновидностей нагрузок на автомобиль.

На основании разработанной методики найдены следующие передаточные отношения межосевых дифференциалов автомобилей УАЗ-3151 (4×4) – 1,2, ГАЗ-3308 (4×4) -1,3, ЗИЛ-131 (6×6) – 2,4, КАМАЗ: типа 4×4 – 1,3; типа 6×6 – 2,8; типа 8×8 – 1,2.

Для оценки эффективности применения предлагаемых решений проводилось имитационное моделирование движения автомобиля по типовому маршруту с серийной трансмиссией, автомобиля с рекомендованным передаточным отношением межосевого дифференциала (рисунки 1...4). Моделирование показывает, что оснащение автомобиля межосевым дифференциалом с рекомендованным передаточным отношением позволяет повысить на 5...9 % среднюю скорость движения по твердым опорным поверхностям (участок типового маршрута 1-3) и снизить на 6...8 % расход топлива по сравнению с серийным автомобилем.

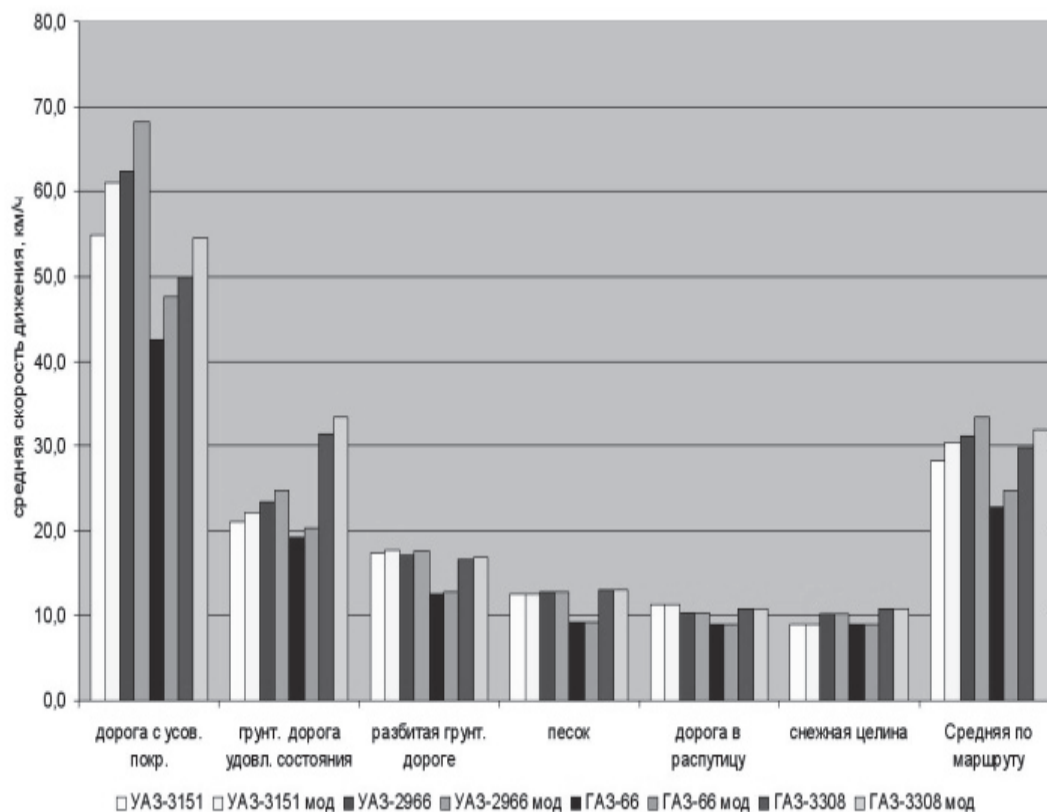


Рисунок 1. Оценка скоростных свойств автомобилей: УАЗ-3151, ГАЗ-66, ГАЗ-3308 с различными передаточными отношениями межосевого дифференциала

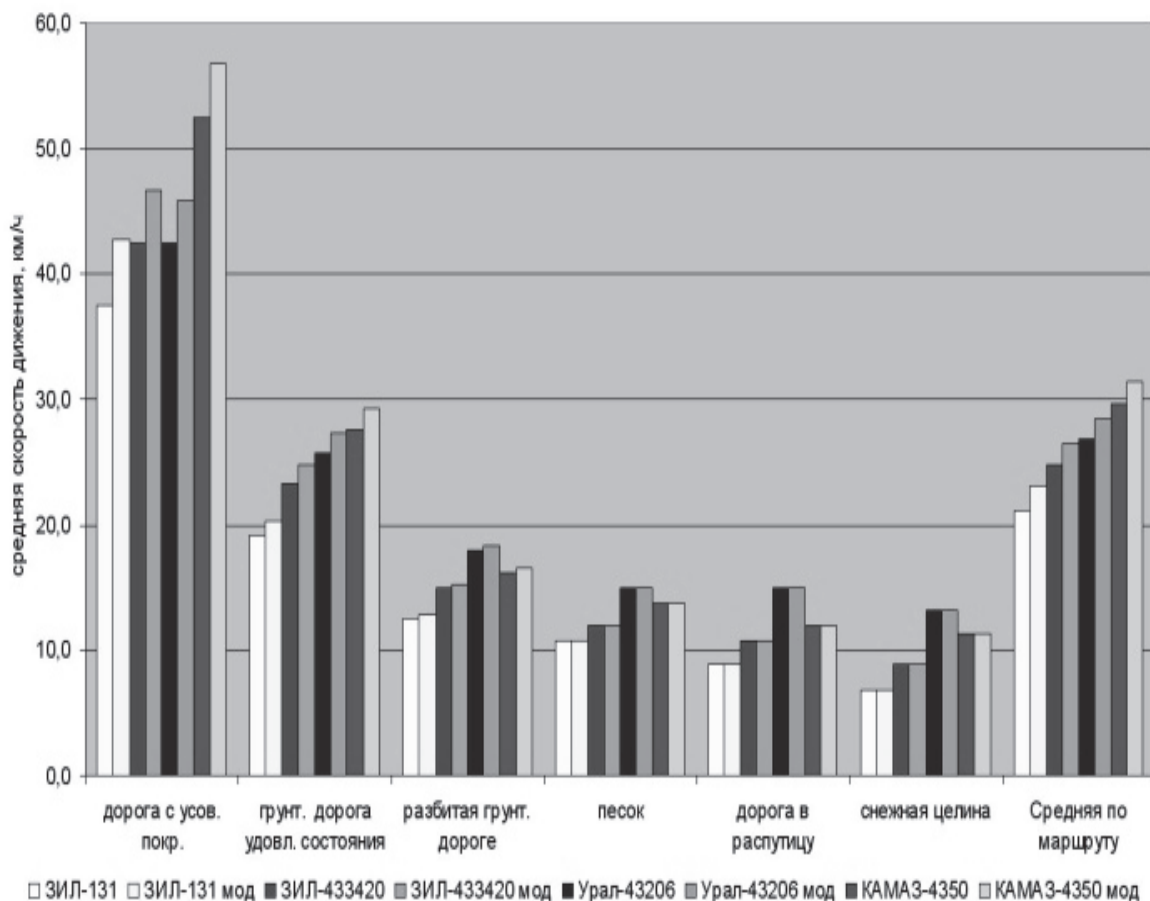


Рисунок 2. Оценка скоростных свойств автомобилей: ЗИЛ-131, ЗИЛ-433420, Урал-43206, КАМАЗ-4350 с различными передаточными отношениями межосевого дифференциала

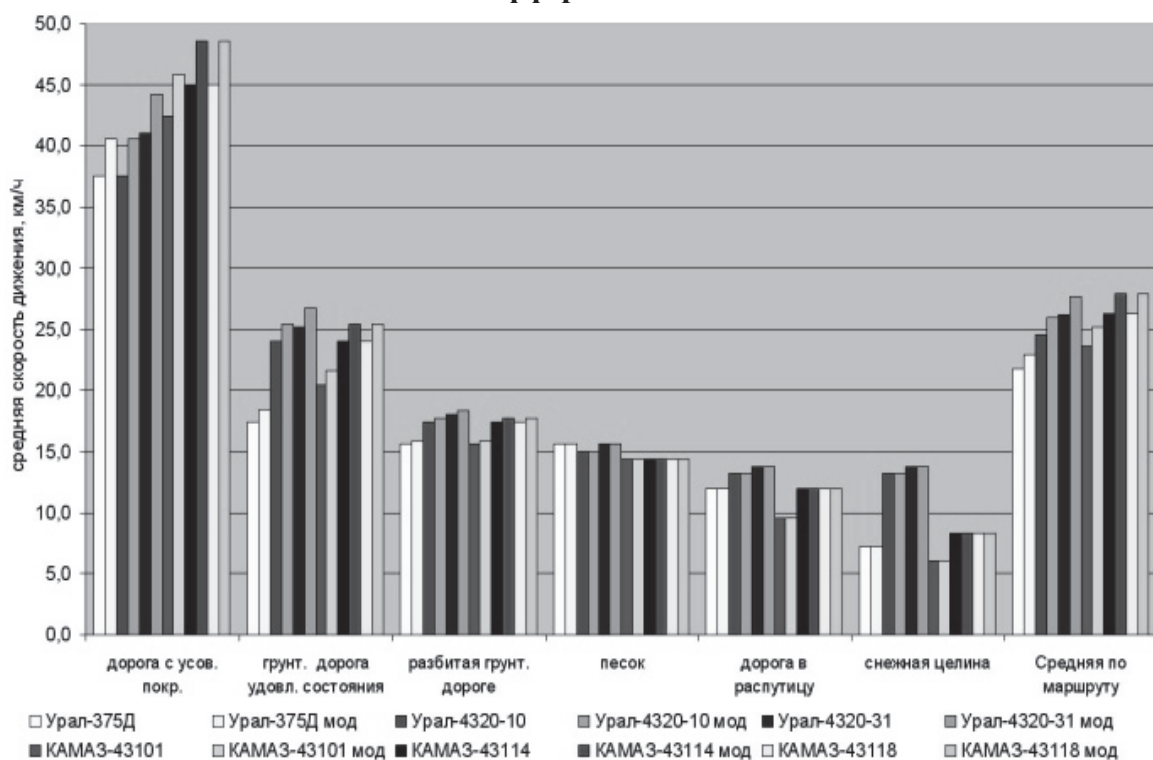


Рисунок 3. Оценка скоростных свойств автомобилей: Урал-375Д, КАМАЗ-43101, Урал-4320-10, Урал-4320-31, КАМАЗ-43114, КАМАЗ-43118 с различными передаточными отношениями межосевого дифференциала

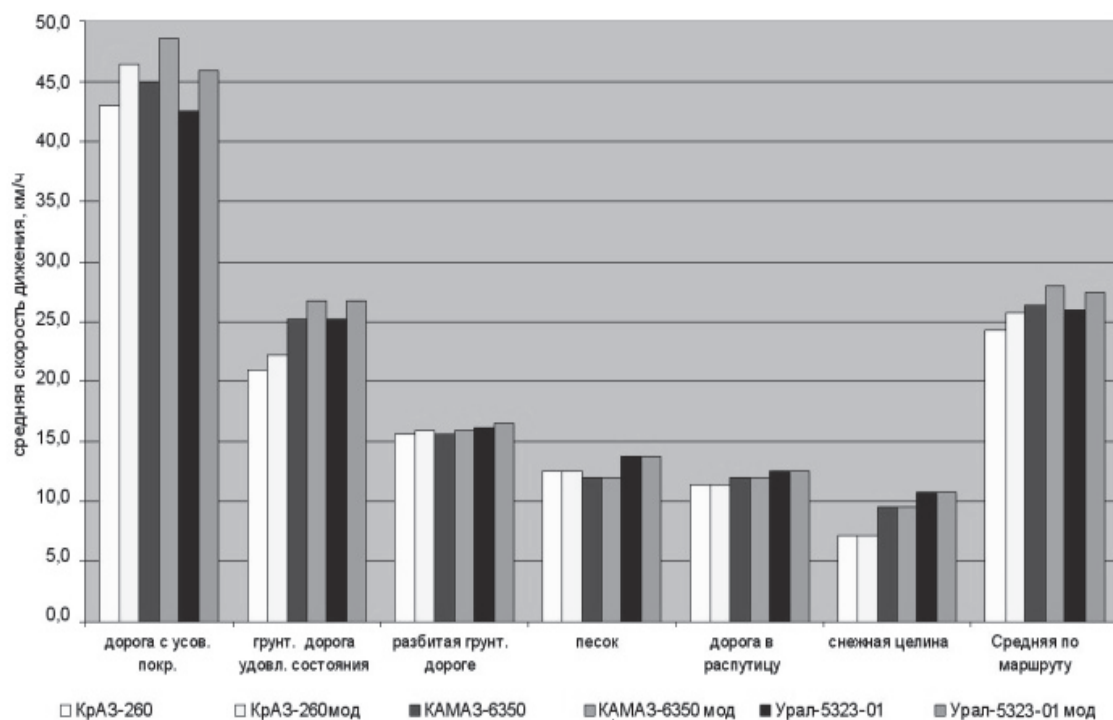


Рисунок 4. Оценка скоростных свойств автомобилей: КрАЗ-260, КАМАЗ-6350, Урал-5323-01 с различными передаточными отношениями межосевого дифференциала

Выводы

1. На основе имитационного моделирования исследованы и обоснованы технические решения по совершенствованию распределения мощности между ведущими колесами автомобиля посредством механической трансмиссии, реализующие рациональное распределение мощности между ведущими мостами.
2. Имитационное моделирование показало, что оснащение автомобилей межосевым дифференциалом с рекомендованными передаточными отношениями позволяет повысить на 5...9 % среднюю скорость движения по твердым опорным поверхностям и снизить на 6...8 % расход топлива по сравнению с серийным автомобилем.

Литература

1. Плиев И.А. Особенности теории и конструирования полноприводных автотранспортных средств с «интеллектуальными» трансмиссиями [Текст] / И.А. Плиев, А.М. Сайкин, А.А. Ахмедов, А.В. Архипов – М.: Изд-во ФГУП «НАМИ», 2012 – 158 с.
2. Мурог И.А. Принципы и методы распределения мощности между ведущими колесами полноприводных армейских автомобилей [Текст] / А.В. Келлер, И.А. Мурог – Челябинск, 2009 – 218 с.

Сегментация рынка сельскохозяйственных тракторов для его анализа и прогнозирования

к.т.н. Мининзон В.И., к.т.н. проф. Парфёнов А.П.

Университет машиностроения

(499)157-14-49, 8(495) 223-05-23, a.parfen@mail.ru

Аннотация. Предложен способ тягово-мощностной сегментации рынка сельскохозяйственных тракторов, позволяющий более эффективно анализировать и прогнозировать рынок по сравнению с обычно используемыми способами сегментации по мощности двигателя трактора.

Ключевые слова: рынок тракторов в натуральном исчислении; сегментация рынка тракторов по мощности двигателя, сегментация рынка тракторов по тяговому усилию, тягово-мощностная сегментация