Тип статьи: научная
УДК 656.9
DOI: 10.35887/2305-2538-2023-1-43-54

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТРАНСМИССИИ АВТОТРАКТОРНОЙ ТЕХНИКИ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ПРОХОДИМОСТИ

Юрий Викторович Родионов [1]***, Сергей Иванович Данилин*** [2]***, Александр Егорович Ломовских*** [3]***, Виктор Иванович Черноиванов*** [4]***, Игорь Викторович Денисов*** [5]
[1]*Тамбовский государственный технический университет, г. Тамбов, Россия*
[1,2]*Мичуринский государственный аграрный университет, г. Мичуринск, Россия*
[1]rodionow.u.w@rambler.ru
[3,4,5]*ВВА имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина», г. Воронеж, Россия*
[3]lomovskih1979@yandex.ru

Автор ответственный за переписку: Александр Егорович Ломовских, lomovskih1979@yandex.ru Corresponding author Alexander Lomovskih, lomovskih1979@yandex.ru

Реферат. *В статье представлены результаты анализа конструкций существующих дифференциалов автотракторной техники, а также исследуются процессы их работы. Проведенный в данной работе анализ позволил выявить проблему, а затем решить ее путем установки двух вариаторов в дифференциал, что позволило разделить поток мощности, подводимый к дифференциалу, с возможностью отслеживания моментов сцепления колес с дорогой путем изменения внутренних передаточных чисел цепочек мощности, подводимых к правому и левому колесам, независимо друг от друга. Проведенное исследование позволило решить актуальную инженерную задачу, заключающуюся в разработке межколесного дифференциала с изменяющимся передаточным числом, обеспечивающим оптимальный характер связи между ведущими колесами и позволяющим повысить проходимость автотракторной техники, при сохранении других положительных эксплуатационных свойств за счет полного использования сцепления колес с дорогой. Также в статье описана разработанная конструкция дифференциала с изменяющимся внутренним передаточным числом, представлена его кинематическая схема, на которой можно увидеть, как распределяется крутящей момент пропорционально силам сопротивления на колесах. В заключении статьи представлены основные выводы проделанной работы, заключающиеся в повышении проходимости автотракторной техники за счет полного использования сцепления колес, особенно с мокрым грунтовым покрытием. Все это приведет к повышению КПД автотракторной техники, эффективности ее применения в полевых условиях (на бездорожье) и снижению расходов на топливо.*

Ключевые слова: *проходимость, дифференциал, эксплуатационные показатели техники, автотракторная техника, коэффициент перераспределения моментов, самоблокирующийся дифференциал.*

IMPROVING THE TRANSMISSION OF AUTOMOTIVE EQUIPMENT IN ORDER TO INCREASE CROSS-COUNTRY CAPABILITY

Yuri Rodionov [1]***, Sergey Danilin*** [2]***, Alexander Lomovskih*** [3]***, Viktor Chernoivanov*** [4]***, Igor Denisov*** [5]
[1]*Tambov state technical university, Tambov, Russia*
[1,2]*Michurinsk State Agrarian University, Michurinsk, Russia*
[1]rodionow.u.w@rambler.ru
[3,4,5]*Air force Academy named after Professor N. E Zhukovsky and Y. A. Gagarin, Voronezh, Russia*
[3]lomovskih1979@yandex.ru

Abstract. *The article presents the results of the analysis of the designs of existing differentials of automotive equipment, as well as the processes of their operation. The analysis carried out in this work*

made it possible to identify the problem, and then solve it by installing two variators in the differential, which made it possible to divide the power flow supplied to the differential, with the ability to track the moments of adhesion of the wheels to the road by changing the internal gear ratios of the power chains supplied to the right and left wheels, independently of each other. The conducted research made it possible to solve an urgent engineering problem, which consists in the development of an inter-wheel differential with a variable gear ratio, ensuring the optimal nature of the connection between the driving wheels and allowing to increase the patency of automotive equipment, while maintaining other positive operational properties due to the full use of wheel coupling with the road. The article also describes the developed design of a differential with a variable internal gear ratio, presents its kinematic scheme, where you can see how the torque is distributed in proportion to the drag forces on the wheels.In conclusion, the article presents the main conclusions of the work done, which consist in increasing the patency of automotive equipment due to the full use of wheel coupling, especially with wet ground. All this will lead to an increase in the efficiency of automotive equipment, the effectiveness of its use in the field (off-road) and lower fuel costs.

Keywords: *patency, differential, performance indicators of equipment, automotive equipment, coefficient of redistribution of moments, self-locking differential.*

Для цитирования: Родионов Ю.В., Данилин С.И., Ломовских А.Е., Черноиванов В.И., Денисов И.В. Совершенствование трансмиссии автотракторной техники с целью повышения проходимости // Наука в центральной России Science in the central Russia. 2023. Т. 61, № 1. С. 43-54. https://doi.org/10.35887/2305-2538-2023-1-43-54.

For citation: Rodionov Y., Danilin S., Lomovskikh A., Chernoivanov V., Denisov I. Improving the transmission of automotive equipment in order to increase cross-country ability. *Nauka v central'noj Rossii* = Science in the Central Russia: 2023; 61(1): 43-54. (In Russ.) https://doi.org/10.35887/2305-2538-2023-1-43-54.

Введение. В условиях современного развития агропромышленного комплекса России постоянно расширяются задачи, стоящие перед автотракторной техникой (АТТ), и требования, предъявляемые к их технической готовности при эксплуатации по предназначению, поэтому возникает необходимость совершенствования, как самой техники, так и способов ее применения.

Здесь следует выделить работу трансмиссии АТТ особенно в условиях распутицы, при движении техники по полевым грунтовым дорогам. В таких условиях работа ведущих мостов в значительной степени зависит от свойств дифференциала, который при проскальзывании одного из ведущих колес передает основную часть крутящего момента именно на это колесо. В связи с этим делалось много попыток создать такую схему дифференциала, которая воплотила бы себе положительные свойства дифференциальной и блокированной схем, исключая их недостатки, однако ни одна из них проблемы полностью не решает.

Следовательно, авторам при разработке перспективной трансмиссии необходимо учитывать возможность изменения коэффициента блокировки по заносу, учитывающему проходимость АТТ и обеспечивающего сохранение устойчивости и управляемости особенно при поворотах и разворотах этой техники [1].

Следует отметить, что, как и другие механизмы нельзя назвать вполне надежными средствами обеспечения устойчивости обеспечения высокой проходимости техники в экстремальных условиях. Цель данной работы заключается в том то, чтобы на основе конструкций существующих дифференциалов разработать дифференциал с изменяющимся внутренним передаточным числом, позволяющим распределить крутящий момент пропорционально силам сопротивления на колесах, изменяя при этом коэффициент блокировки от 0 до 1, а коэффициент перераспределения моментов ($K_{ПМ}$) от 1 до бесконечности. В дальнейших исследованиях необходимо оценить влияние предлагаемого решения на проходимость АТТ, при движении по раскисшему грунту, в осенне-весенний период полевых работ.

Выбранное направление дальнейших исследований является перспективным, но следует учесть и тот факт, что, такими свойствами обладают и дифференциалы повышенного трения, но они в значительно меньшей степени способны автоматически перераспределять моменты

забегающего натаскивающее звено, несколько уменьшая вероятность буксования ведущих колес [2].

Существующая классификация дифференциалов представлена на рисунке 1.

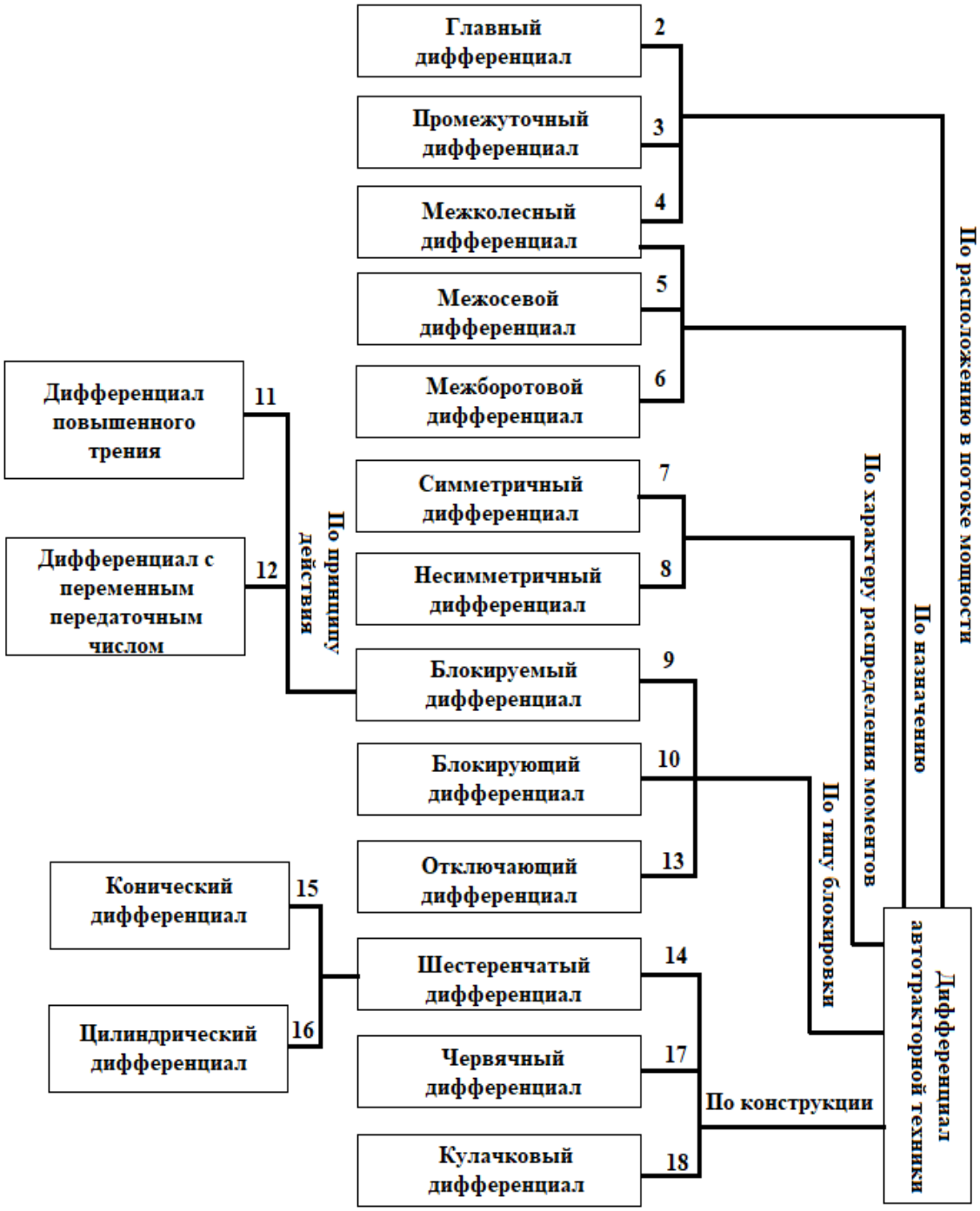


Рисунок 1 – Классификация существующих дифференциалов

Из рисунка 1 видно, что в настоящее время основную долю занимают симметричные конические дифференциалы.

Основным недостатком данной конструкции является зависимость коэффициента перераспределения момента от вязкости рабочей жидкости, которая уменьшается с увеличением температуры.

Материалы и методы. На данном этапе работы авторами с целью проведения дальнейших исследований был выбран автомобиль КамАЗ-55102, применяемый на многих сельскохозяйственных предприятиях, а для расчета предлагаемой конструкции межколесного дифференциала для данного автомобиля применено имитационное моделирование в среде Simulink. Для автоматизированного определения основных параметров межколесного дифференциала и его КПД были смоделированы две подсистемы, которые в этой статье описываться не будут.

Результаты и их обсуждение. При помощи рассмотренной модели в среде Simulink были получены основные параметры межколесного дифференциала, при этом рассматривались два режима работы вязкостной муфты. Первый при котором муфта передает момент за счет вязкостного сопротивления жидкости. При повышении температуры, за счет буксования дисков муфты, вязкостная муфта начинает работать в блокированном режиме, который характеризуется прогрессивным ростом передаваемого момента. Однако при некоторых условиях движения необходимо заблокировать и саму муфту, так как она вступает в работу только после определенного смещения ведущего и ведомого дисков [3].

Как показывают проведенные авторами исследования вязкостная муфта положительно влияет на устойчивость и управляемость АТТ, что позволяет в дальнейшем совершенствовать эксплуатационные свойства АТТ особенно при работе в полевых условиях.

Для оценки дифференциалов любого типа нужно определить следующие качества: способность допускать раздельное качение колес правой и левой сторон АТТ без скольжения и буксования при движении на повороте или по неровной грунтовой дороге, влияние на проходимость и экономичность АТТ, надежность и долговечность разработанной конструкции.

Следует отметить, что при работе АТТ в условиях распутицы и при движении по раскисшему грунту наименьшие потери мощности на буксовке возможны только при блокированном приводе, поэтому данные потери будут еще меньше, если использовать самоблокирующийся дифференциал.

Как видно из таблицы 1, приведенной ниже, при дифференциальном приводе потери мощности повышаются.

Таблица 1 – Зависимость коэффициента полезного действия (КПД) от тангенциальных усилий на колесах для межколесных дифференциалов с различными $K_{ПМ}$

К’, кН	К”, кН	Коэффициент полезного действия		
		$K_{ПМ} = \infty$	$K_{ПМ} = 1$	$K_{ПМ} = 2{,}5$
150	150	0,950	0,950	0,950
125	175	0,950	0,943	0,950
100	200	0,950	0,937	0,950
75	225	0,950	0,924	0,950
50	250	0,950	0,895	0,947
25	275	0,950	0,794	0,930

Однако при криволинейном движении АТТ при повороте и развороте с минимальным радиусом поворота КПД увеличивается по мере увеличения $K_{ПМ}$.

В связи с этим, ни один из представленных на рисунке 1 дифференциалов (с постоянным $K_{ПМ}$) АТТ не обеспечивает оптимального характера взаимодействия между ведущими колесами для всех дорожных условий.

На рисунке 2 представлена зависимость КПД от тангенциальных усилий межколесных дифференциалов.

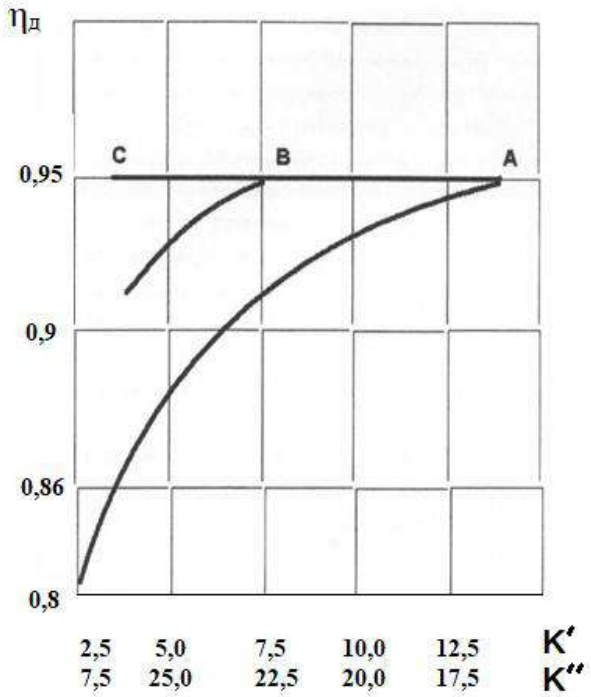


Рисунок 2 – Зависимость КПД от тангенциальных усилий для межколесных дифференциалов

Таким образом, на основе анализа конструкций существующих типов дифференциалов необходимо разработать мелколесный дифференциал, позволяющий распределять крутящий момент пропорционально силам сопротивления на колесах, обеспечивая при этом чистое качение ведущих колес при движении на повороте и по неровностям дороги. Разрабатываемый дифференциал при этом должен обеспечивать оптимальный характер связи между ведущими колесами, изменяя при этом $K_{ПМ}$ за счет изменения внутреннего передаточного числа, достигаемого путем разработки и установки двух вариантов конструкции.

При использовании АТТ в полевых условиях требуется повышение проходимости этой техники, которая в значимой мере зависит от степени использования сцепления ведущих колес с грунтом. Здесь необходимо добиться максимально возможного использования сцепления ведущих колес трактора с поверхностью грунта, а также снижения затрат мощности связанного с пробуксовыванием этих колес. В этом случае решающее значение имеет характер связи между ведущими колесами, зависящий от схемы передачи привода от раздаточной коробки к ведущим мостам, а также свойствами и местом размещения дифференциалов в самой трансмиссии [4].

Два основных требования, предъявляемых к дифференциалам, касаются обеспечения чистого качения ведущих колес при повороте и по неровностям дороги, а также пропорционального изменения, подводимого к колесам крутящего момента в соответствии с силами сцепления колес с дорогой, находят во всех известных конструкциях свои противоречия.

На следующем этапе исследований осуществляется разработка конструкции дифференциала с изменяющимися внутренними передаточными числами.

Определение диапазона значений коэффициента блокировки является важным при разработке новой конструкции дифференциала. Далее речь пойдет о коэффициенте перераспределение моментов. Общеизвестным фактом является то, что чем больше $K_{ПМ}$, тем рациональнее используется сцепной вес ведущего моста и выше проходимость АТТ в целом. Однако, чтобы достичь этого, то необходимо заблокировать привод, то есть чтобы он приближался к блокированному, а это в свою очередь будет ухудшать поворачиваемость техники [5].

Дорожные условия, в которых эксплуатируется АТТ, характеризуются сочетанием возможных

коэффициентов сцепления левого и правого колес ведущего моста с грунтом. Реальный коэффициент сцепления каждого колеса в полевых условиях изменяется от 0,1 до 0,7 (при использовании в основном арочных шин) и определяется для каждого колеса по выражениям (1) и (2):

$$M_{лев} = R_z \varphi_{\min} v_д + R_z \mu v_д, \quad (1)$$

$$M_{прав} = R_z \varphi_{\max} v_д + R_z \mu v_д, \quad (2)$$

где R_Z – нормальная реакция дороги, Н; $\varphi_{\min}$ – коэффициент сцепления на забегающем колесе; $\varphi_{\max}$ – коэффициент сцепления на отстающем колесе; $v_д$ – скорость движения, м/с; μ – коэффициент сопротивления качению.

Разделив уравнение (1) на уравнение (2), получим значение коэффициент перераспределения моментов, необходимого для движения техники в различных заданных условиях:

$$K_{ПМ} = \frac{\varphi_{\max} + \mu}{\varphi_{\min} + \mu}, \quad (3)$$

Учитывая влияние коэффициента сопротивления качению, можно прийти к выводу, что коэффициент перераспределения моментов будет равен 7 при самых неблагоприятных условиях движения АТТ и как исключение может быть движение автомобиля по неровностям дороги с отрывом колес от опорной поверхности, в этом случае потребный $K_{ПМ}$, для продолжения движения, должен составлять бесконечно большую величину.

По данным автора [6] $K_{ПМ}$ = 3 – охватывает 80% дорожных условий, $K_{ПМ}$ = 5 – охватывает 94%. Приведенные данные согласуются с предполагаемым методом оценки вероятности полного использования сцепления колесами моста, оборудованного дифференциалом.

Следовательно, применение дифференциалов с $K_{ПМ}$, находящимся в пределах от 2,5 до 4, как с точки зрения удовлетворительной поворачиваемости, так и с точки зрения высокой проходимости машины наиболее рационально.

Установка межколесного самоблокирующего дифференциала на АТТ преследует, в основном, цель повышения его тягово-сцепных качеств, так как это условие позволяет улучшить динамичность и проходимость АТТ в условиях различных сил сцепления ведущих колес дорожной поверхностью.

Однако, как показывает практика, чрезмерное блокирующие свойства дифференциала оказывают отрицательное воздействие на устойчивость и управляемость автомобиля. В известной мере ухудшаются топливная экономичность другие показатели АТТ.

В связи с этим необходимо уменьшать степень блокирования дифференциала или по крайней мере нужно частично ограничивать, исходя из условий, при которых будет отрицательное воздействие на дифференциал минимальным или вообще отсутствовать.

В настоящее время наиболее распространены самоблокирующиеся дифференциалы механического типа, среди которых устройство, имеющее в дополнение к обычному дифференциалу дисковые муфты или конусные муфты трения. Часть устройств такого типа обладает переменными блокирующими свойствами, находящимися в зависимости от подводимого к дифференциалу крутящего момента и других параметров [7].

Следовательно, необходимо учитывать не только предельно допустимое значение коэффициента блокировки, но и оптимальную характеристику изменения ряда эксплуатационных факторов. В частности, целесообразно рассчитывать зависимость коэффициента блокировки от величины подводимого к дифференциалу крутящего момента и это делать с учетом относительного изменения момента сопротивления на правом и левом колесах ведущих мостов.

Цель данных исследований усложняется в виду того, что АТТ в основном эксплуатируется по грунтовым дорогам, то часто возникают такие условия, когда на правом и левом колесе возникают разные коэффициенты сцепления колес с грунтовым покрытием. В связи с этим работа обычного дифференциала приводит к пробуксовыванию и раскручиванию колеса, у которого наименьший коэффициент сцепления с дорогой, под действием избыточного момента передаваемого от дифференциала. Поэтому оптимальная характеристика дифференциала при таких условиях может быть получена для заданной величины крутящего момента на корпусе дифференциала, при этом увеличение коэффициента блокировки должно сопровождаться уменьшением крутящего момента,

подводимого к буксующему колесу [8].

Таким образом, величина коэффициента блокировки должна обеспечивать полную реализацию крутящего момента на колесе в соответствии с моментом колеса по сцеплению. Другими словами, коэффициент блокировки должен изменяться в соответствии с изменениями подводимых колесам моментов, находящихся в пропорциональной зависимости от сил сопротивления качения и сил сцепления колес с дорогой.

Из этого следует, что при прямолинейном движении коэффициент блокировки равен нулю, а при увеличениях разности угловых скоростей полуосей, либо силы сцепления колес с дорогой, коэффициент блокировки возрастает, приближаясь к единице и соответственно $K_{ПМ}$ устремляется при этом в бесконечность, когда момент одного из колес по сцеплению стремится к нулю.

В таблице 2 приведены значения коэффициента сцепления колес с дорогой для основных типов покрытия.

Таблица 2 – Возможные коэффициенты сцепления колес АТТ с дорогой

Покрытие	Возможное состояние покрытия	Коэффициент сцепления	Диапазон изменения
Снежное	Сухой, рыхлый снег Укатанный снег Обледенелый снег	0,22…0,40 0,20…0,25 0,10…0,15	0,10…0,40
Грунтовое	Сухой Увлажненное Мокрое	0,50…0,65 0,30…0,45 0,15…0,25	0,15…0,65
Асфальтобетон	Сухое Мокрое Покрытое грязью	0,70…0,80 0,45…0,55 0,25…0,40	0,25…0,80

На рисунке 3 показана зависимость $K_{ПМ}$ от разности сцепления правого и левого колес с дорогой.

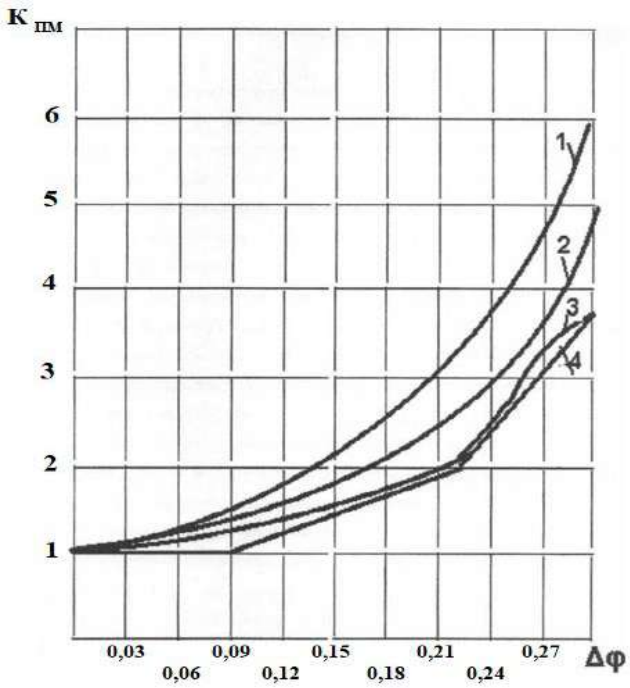


Рисунок 3 – Зависимость коэффициента перераспределения моментов дифференциала от сцепления колес с дорогой

Кривая 1, соответствующая наихудшим по сцеплению дорожным условиям (при

коэффициенте сцепления колес АТТ с дорогой 0,15…0,3) и является определяющей. Это можно пояснить тем, что при значениях $K_{ПМ}$, лежащих под кривой 1, уменьшается развивая АТТ сила тяги, что существенно, так как величина самой силы тяги в этих условиях невелика.

При значениях $K_{ПМ}$, находящихся соответственно над кривой 1, происходит полное использование запаса боковой реакции задней оси и что в конечном итоге может привести к заносу АТТ. При движении АТТ с дифференциалом, имеющим характеристику в соответствии с кривой 1, в условиях, соответствующих кривым 2 и 3 определяется в этой зоне по сцеплению ведущей оси, где при этом имеется определенный запас согласно источнику [9].

Поэтому, с точки зрения получения максимальных сцепных сил без потери устойчивости прямолинейного движения АТТ степень блокировки дифференциала должна меняться автоматически в зависимости от подводимого к нему крутящего момента и в этом отношении правильной является характеристика, соответствующая кривой 4.

Уточнение характеристики дифференциала АТТ многоцелевого назначения следует делать с учетом других требований, и, прежде всего, предъявляемых из условий высокой проходимости, при сохранении устойчивости и управляемости криволинейного движения, что подробно описывается в работе [10].

В ходе проведенного анализа в соответствии с законом изменения $K_{ПМ}$ предлагается использовать вариатор скорости марки АС/1036987. Данный механизм позволяет изменять подводимый крутящий момент пропорционально нагрузке, возникающей на нем, путем автоматического бесступенчатого изменения передаточного числа.

Поток мощности, подводимый дифференциалу, разделяется на два независимых друг от друга. Реализуется такой механизм путем установки двух вариаторов, имеющих один общий ведущий элемент и каждый свой выходной вал.

Конструкция предлагаемого дифференциала позволит распределять крутящий момент между ведущими колесами одного моста пропорциональной силам сопротивления, возникающим на них, обеспечивая при этом сохранение устойчивости, управляемости других положительных эксплуатационных свойств.

В связи с тем, что наиболее перспективной грузовой маркой, эксплуатируемой в настоящее время на сельхоз предприятиях, является автомобиль КамАЗ, то проектируемый дифференциал позволит повысить проходимость машины при сохранении других положительных эксплуатационных свойств. Также будет достигнуто изменение внутреннего передаточного числа и коэффициента блокировки в зависимости от дорожных условий.

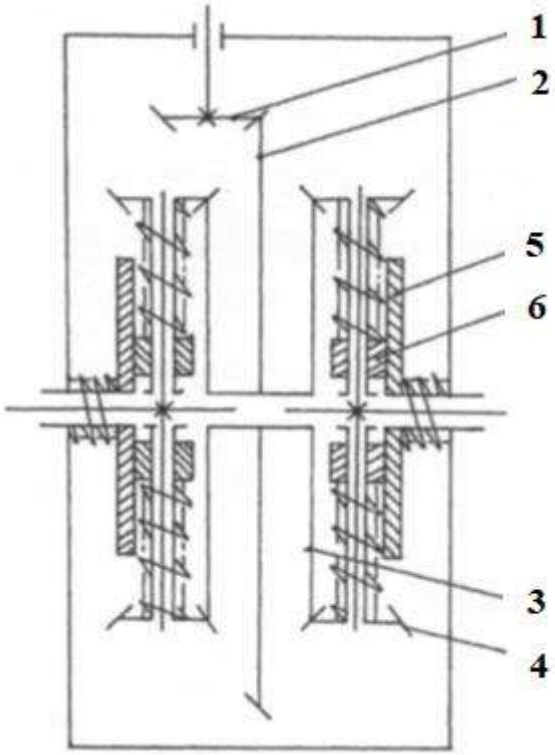
Вывод формулы передаточного числа дифференциала, произведенного аналитическим путем, в связи с тем, что часть элементов дифференциале, передающих вращающий момент, являются узлами трения, а часть – зубчатыми колесами и шестернями, то тогда анализ целесообразнее проводить исходя из значений делительных диаметров, передающих вращающий момент деталей.

Используя основной принцип определения передаточного числа, а именно отношение диаметра ведомого элемента к ведущему, в ходе аналитических рассуждений, получаем формулу внутреннего передаточного числа проектируемого дифференциала, определяемую выражением:

$$U_{д} = \frac{D_2 D_4 D_6}{2 D_1 D_3 D_5}, \qquad (4)$$

где D_1 – диаметр ведущей шестерни, мм; D_2 – диаметр шестерни дифференциала, мм; D_3 – диаметр бокового венца шестерни, мм; D_4 – диаметр зубчатого сателлита, мм; D_5 – диаметр фрикционного сателлита, мм; D_6 – диаметр заторможенного на корпусе, фрикционного диска, мм.

На рисунке 4 представлена расчетная кинематическая схема проектируемого дифференциала.



1 – диаметр ведущей шестерни (D_1); 2 – диаметр шестерни дифференциала (D_2); 3 – диаметр бокового венца шестерни (D_3); 4– диаметр зубчатого сателлита (D_4); 5 – диаметр фрикционного сателлита (D_5); 6 – диаметр заторможенного на корпусе, фрикционного диска (D_6)
Рисунок 4 – Кинематическая схема разработанного дифференциала

Принимая во внимание реальные размеры главной передачи автомобиля КамАЗ-55102, который выбран среди марок автомобилей многоцелевого назначения и являющейся наиболее пространенным, произведен выбор геометрических размеров элементов дифференциала.

Значения размеров приведены в таблице 3.

Таблица 3 – Размеры основных деталей

Диаметр, мм	Условное обозначение
125	D_1
375	D_2
275	D_3
50	D_4
100	D_5
200	D_6

Полученный результат показывает, что проектируемый дифференциал является ускоряющей передачей. Исходя из этого в общей схеме ведущего моста предусматривается наличие колесных редукторов, за счет которых момент, передаваемый через дифференциал, значительно снижен.

Рассчитав существующее передаточное число реального автомобиля КамАЗ и сравнив его с выражением передаточного числа через трансмиссии, выражением через значение передаточного числа проектируемого дифференциала, находим передаточное число колесных редукторов.

Для дальнейших расчетов возьмем максимальные передаточные числа автомобиля КамАЗ, а именно передаточное число передачи заднего хода U = 7,38, передаточное число раздаточной коробки на пониженной передаче U = l,692, передаточное число главной передачи U = 6,97.

Тогда передаточное число рассчитываем по формуле:

$$U_{тр} = U_{з/х} U_{р/k} U_{д/п}, \quad (5)$$

Для проектируемого дифференциала автомобиля КамАЗ передаточное число трансмиссии рассчитывается по формуле:

$$U_{тр} = U_{з/х} U_{р/k} U_{д} U_{к/р}, \quad (6)$$

Выразим из формулы передаточное число колесного редуктора и подставив значения получим U = 12,7.

Расчет фрикционной передачи следует производить исходя из значения окружной силы F, возникающей на фрикционных элементах по касательной к поверхности трения, при этом получим выражение:

$$F_t = \frac{M_{сат}}{R_{сат}}, \quad (7)$$

Расчеты показывают, что величина окружной силы равна значению 3126.

Так как фрикционная передача проектируемого дифференциала относится к лобовым передачам, то для определения диаметра фрикционного сателлита воспользуемся формулой Герца:

$$D_{сат} = \frac{26,5}{[\sigma]} \sqrt{\frac{\beta E M_{сат}}{\mu l}}, \quad (8)$$

Значения исходных параметров приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Основные значения исходных параметров

Обозначение	Числовое значение	Размерность
[σ]	700	МПа
β	1,5	-
E	$2,15\ 10^5$	Па
$M_{сат}$	162	Н м
μ	0,3	-
l	25	м

Для передачи необходимая величина диаметра фрикционного сателлита должна быть больше или равна 76 мм. Проведенный дальнейший расчет в среде Simulink показал, что полученное значение меньше реального в проектируемом механизме, следовательно, проектируемый механизм способен передать крутящий момент с необходимым запасом надежности. Следовательно, произведенный расчет определил значение геометрических размеров дифференциала, предполагаемого к установке на автомобиль КамАЗ.

Фрикционная передача, используемая в дифференциале, позволяет передавать крутящий

момент с необходимым запасом по величине.

Вариаторы, включенные в схему дифференциала, позволяют изменять передаточные числа ветвей мощности, подводящих крутящие моменты к ведущим колесам, за счет чего достигается пропорциональность связи величины подводимого к колесу момента и момента сопротивления, возникающего на нем. Кроме того, происходит коррекция передаточного числа трансмиссии, исключающая скачкообразные изменения передаваемого момента.

Проектируемый дифференциал является повышающей передачей, что в сочетании с колесными редукторами позволяет снизить, передаваемый через дифференциал, вращающий момент, тем самым разгружаются и уменьшаются относительные линейные размеры. Проектируемый дифференциал соизмерим по своим габаритам с применяемым агрегатом [11].

Фрикционная передача, используемая в дифференциале, позволяет передавать крутящий момент с необходимым запасом по величине.

Предлагаемая конструкция дифференциала, рассчитанная в среде Simulink, позволяет обеспечить чистое качение ведущих колес при повороте, и по неровностям дороги, исключая раздельное буксование колес. При этом обеспечивается оптимальный характер связи между ведущими колесами, позволяющий максимально использовать сцепление колес с дорогой, что ведет к повышению проходимости при сохранении других положительных эксплуатационных свойств АТТ [12].

Заключение. Таким образом, в ходе исследования решена актуальная инженерная задача, заключающаяся в разработке межколесного дифференциала с изменяющимся передаточным числом, обеспечивающим оптимальный характер связи между ведущими колесами и позволяющим повысить проходимость автомобиля многоцелевого назначения, при сохранении других положительных эксплуатационных свойств за счет полного использования сцепления колес с дорогой.

Задача была решена с использованием в среды Simulink, путем установки двух вариаторов, что позволяет разделить поток мощности, подводимый к дифференциалу, с возможностью отслеживания моментов сцепления колес с дорогой путем изменения внутренних передаточных чисел цепочек мощности, подводимых к правому и левому колесам, независимо друг от друга.

Проектируемая конструкция дифференциала позволит значительно повысить проходимость АТТ за счет полного использования сцепления колес особенно с мокрым грунтовым покрытием, что увеличит эффективность ее применения в полевых условиях или на бездорожье и повысит КПД техники. Все перечисленное позволит в конечном итоге существенно снизить расходы на топливо до 10%.

Список источников

1. Осепугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобиль: Анализ конструкции, элементы расчета: Учебник М.: Машиностроение, 1989. 304 с.

2. Андреев А. Ф., Лефонов А. Х. Дифференциалы колесных машин. М.: Машиностроение, 1987.
176 с.

3. Ефимов А.В. Влияние дифференциала с ограниченным передаточным отношением на КПД буксования колесной машины. 2002. 178 с.

4. Андреев А. Ф., Лефаров А. Х. Исследование блокирующихся дифференциалов с дисковыми муфтами трения «Автомобильная промышленность», 1969, №10. 52 с.

5. Коротоногина Н.И., Шукшин С.А. Влияние конструкций шин и самоблокирующихся дифференциалов на проходимость автомобиля Урал-375 «Автомобильная промышленность», 1968, №7.
51 с.

6. Каверина И.В. Выбор и обоснование конструктивных параметров межколесного самоблокирующегося дифференциала легкового автомобиля. 2008. 211 с.

7. Балабин И. Я. Вязкостная муфта в трансмиссии легкового автомобиля «Автомобильная промышленность», 1963, №2. 52 с.

8. Агеев В. Б. Трансмиссии полноприводного автомобиля «За рулем», 1997, №7. 188 с.

9. ГОСТ 37.001.432-86. Дифференциалы автомобилей. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов. 48 с.

10. Горшков Ю.Г. Повышение эффективности функционирования системы "дифференциал-пневматический колесный движитель - несущая поверхность" мобильных машин сельскохозяйственного назначения. 1999. 373 с.

11. Дунаева А.В., Родионов Д..Ю., Скоморохова А.И, Ломовских А.Е. К обоснованию параметров управления технической эксплуатацией МТП АПК. Журнал «Инновационная техника и технология». 2021. Т.8. № 4. С. 42–46.

12. Бакмутов С. В. К вопросу о выборе коэффициента блокировки межколесного дифференциала легкового автомобиля «Автомобильная промышленность», 1979, №10. 54 с.

References

1. Osepugov V. V., Frumkin A. K. Automobile: Design analysis, calculation elements: Textbook M.: Mechanical Engineering, 1989. 304 p.

2. Andreev A. F., Lefonov A. X. Differentials of wheeled vehicles. Moscow: Mashinostroenie, 1987. 176 p.

3. Efimov A.V. The influence of a differential with a limited gear ratio on the efficiency of a wheeled vehicle slipping. 2002. 178 p.

4. Andreev A. F., Lefarov A. X. Study of locking differentials with friction disc clutches "Automotive industry", 1969, No. 10. 52 p.

5. Korotonogina N.I., Shukshin S.A. The influence of tire designs and self-locking differentials on the passability of the Ural-375 Automobile Industry, 1968, No. 7. 51 p.

6. Kaverina I.V. Selection and justification of the design parameters of an inter-wheeled self-locking differential of a passenger car. 2008. 211 p.

7. Balabin I. Ya. Viscous coupling in the transmission of a passenger car "Automotive industry", 1963, No. 2. 52 p.

8. Ageev V. B. Transmissions of an all-wheel drive car "Behind the wheel", 1997, No. 7. 188 p.

9. GOST 37.001.432-86. Differentials of cars. Terms and definitions. Moscow: Publishing House of Standards. 48 p.

10. Gorshkov Yu.G. Improving the efficiency of the system "differential-pneumatic wheel mover - bearing surface" of mobile agricultural machines. 1999. 373 p.

11. Dunaeva A.V., Rodionov D.Yu., Skomorokhova A.I., Lomovskikh A.E. To substantiate the parameters of the management of technical operation of the MTP agro-industrial complex. The magazine "Innovative engineering and technology". 2021. Vol.8. No. 4. pp. 42-46.

12. Bakmutov S. V. On the issue of choosing the locking coefficient of the inter-wheel differential of a passenger car "Automotive industry", 1979, No. 10. 54 p.

Информация об авторах

Ю.В. Родионов – доктор технических наук, профессор; С.И. Данилин – кандидат сельскохозяйственных наук, профессор; А.Е. Ломовских - кандидат технических наук, доцент; В.И. Черноиванов – доцент; И.В. Денисов – курсант.

Information about the authors

Y. Rodionov - Doctor of Technical Sciences, Professor; S. Danilin - Candidate of Agricultural Sciences, Professor; A. Lomovskikh - candidate of technical sciences, associate professor; V. Chernoivanov - Associate Professor; I. Denisov - cadet.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.
Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
Contribution of the authors: all authors have made an equivalent contribution to the preparation of the publication.
The authors declare no conflict of interest.

Поступила в редакцию (Received): 21.12.2023 Принята к публикации (Accepted): 05.02.2023