

О ВОЗМОЖНОСТИ ПОВЫШЕНИЯ УПРАВЛЯЕМОСТИ И УСТОЙЧИВОСТИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ УПРАВЛЯЕМЫХ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ

Бао Л.¹, Добрецов Р.Ю.¹, Войнаш С.А.², Ерыгин В.В.³, Пушков Ю.Л.⁴, Кривоногова А.С.⁴

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург;

²Рубцовский индустриальный институт (филиал) ФГБОУ ВО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова», Рубцовск;

³Военная академия связи им. Маршала Советского Союза С.М. Буденного, Санкт-Петербург;

⁴Санкт-Петербургский государственный лесотехнический университет им.С.М. Кирова, Санкт-Петербург

Ключевые слова: управляемость, устойчивость, проходимость, транспортные машины, планетарный механизм.

Аннотация. В статье рассмотрены принципы определения передаточных отношений управляемых межосевых и межколесных механизмов распределения мощности. Такие механизмы предполагается использовать для улучшения управляемости и устойчивости автомобиля. В основе методики лежит анализ распределения нормальных, касательных и боковых реакций при движении автомобиля под действием заданной внешней силы. Такая задача является базовой и к ней может быть сведено большинство частных случаев расчетной оценки устойчивости движения. Приведены расчетные зависимости, позволяющие оценить значения реакций и оценить требуемые передаточные отношения механизмов распределения мощности. Приведен пример кинематической схемы управляемого межосевого дифференциала и принцип построения подобных схем. Сформулированы перспективы использования механизмов данного семейства. Рассмотрена структура системы управления такими механизмами, основанная на использовании технологии передачи данных через шину CAN.

ON THE POSSIBILITY OF INCREASING THE CONTROLLABILITY AND STABILITY OF THE MOVEMENT OF A WHEELED VEHICLE BY USING CONTROLLED DIFFERENTIALS

Bao L.¹, Dobretsov R.Yu.¹, Voinash S.A.², Erygin V.V.³, Pushkov Yu.L.⁴, Krivonogova A.S.⁴

¹Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, Saint-Petersburg;

²Rubtsovsk Industrial Institute (branch) of Polzunov Altai State Technical University, Rubtsovsk;

³Military Academy of Communications named after S.M. Budyonny, Saint-Petersburg;

⁴Saint-Petersburg State Forest Technical University named after S.M. Kirov, Saint-Petersburg

Keywords: controllability, stability, cross-country ability, transport vehicles, planetary mechanism.

Abstract. The article considers the principles for determining the gear ratios of controlled inter-axle and inter-wheel power distribution mechanisms. Such mechanisms are supposed to be used to improve the handling and stability of the car. The methodology is based on the analysis of the distribution of normal, tangential and lateral reactions during the movement of a car under the action of a given external force. Such a problem is basic and most of the special cases of the calculated assessment of the stability of motion can be reduced to it. The calculated dependences are given, which allow to evaluate the values of the reactions and to estimate the required gear ratios of the power distribution mechanisms. An example of a kinematic scheme of a controlled center differential and the principle of constructing such schemes are given. Prospects for using the mechanisms of this family are formulated. The structure of the control system for such mechanisms, based on the use of data transmission technology via the CAN bus, is considered.

Введение. Управляемые механизмы распределения мощности (МРМ) позволяют контролировать раздачу крутящего момента на ведущие колеса моста или ведущие мосты. В первом случае говорят о межколесных, а во втором – о межосевых управляемых МРМ.

Фундаментальной работой в рамках проблемы исследования кинематических и силовых аспектов работы МРМ в трансмиссиях транспортных машин представляется работа [1].

Практический интерес представляют в первую очередь МРМ на основе шестеренчатых дифференциальных механизмов, как сочетающие относительную простоту конструкции с удовлетворением большинству эксплуатационных требований.

Межколесные управляемые МРМ выпускаются серийно и успешно применяются в мировом автомобилестроении. Примеры таких механизмов описаны в публикациях [2, 3] и др. В РФ опубликован ряд научных работ, связанных с методикой синтеза схем подобных МРМ [4], кинематического, силового и мощностного анализа [5], поиску технологии управления такими агрегатами [6] и основных принципов проектирования [7].

Межколесные управляемые МРМ позволяют за счет разности сил тяги на колесах бортов создавать крутящий момент, действующий на автомобиль в плоскости движения (в плане). В зависимости от знака этого момента для конкретной схемы внешних сил, действующих на автомобиль, можно увеличить скорость входа в поворот или, наоборот, противодействовать силам, изменяющим предписанную траекторию автомобиля.

В первом случае реализуется искусственное увеличение поворачиваемости, что способствует росту маневренности транспортного средства. Во втором случае осуществляется стабилизация движения по заданной траектории. Принцип распространяется на все виды колесных машин, включая сельскохозяйственные и промышленные тракторы, форвардеры, скиддеры, строительно-дорожные машины.

Очевидно, что оба варианта управления можно реализовать с помощью МРМ, входящего в качестве исполнительного механизма в состав системы динамической стабилизации движения транспортного средства.

Для полноприводной колесной машины, если позволяют условия сцепления с грунтом, мощность, передаваемую на ведущий мост и перераспределяемую межколесным МРМ, можно увеличить, используя управляемый межосевой МРМ, построенный на основе симметричного или несимметричного дифференциала. В настоящее время в РФ серийно не выпускаются мобильные шасси, оборудованные управляемым межосевым дифференциальным МРМ, но схемные решения подобных узлов описаны и запатентованы (например, патент [8]).

Цель работы – повышение управляемости, устойчивости, опорно-цепной проходимости и динамических возможностей транспортной машины за счет применения управляемых межосевых и межколесных дифференциалов в составе трансмиссии.

Основные задачи:

- определение принципов получения вариантов кинематической схемы трансмиссии и управляемых МРМ в ее составе и получение конкретной схемы;
- определение номенклатуры и принципов оценки внешних параметров МРМ;
- выбор технологии управления МРМ;
- поиск смежных технологий проектирования и производства, упрощающих и удешевляющих получение конечного продукта.

Методы исследования – методы теории колесных и гусеничных машин, теории машин и механизмов, деталей машин.

Результаты исследований. На основе анализа исследований по вопросу управления буксованием пакетов фрикционных дисков в высоконагруженных трансмиссиях транспортных машин (см., например, работы [9, 10] и др.) и принципов построения систем управления в подобных случаях, можно утверждать, что система управления трансмиссии должна являться замкнутой и работать под управлением электронного блока.

На вход электронного блока поступает информация о задаваемых и фактических параметрах движения. В качестве датчика обратной связи целесообразно использовать гироскопический датчик угловой скорости поворота машины. Для передачи сигналов целесообразно использовать технологию CAN. Дисковые фрикционные элементы управления должны работать в режиме управляемого буксования.

Контроль буксования может быть реализован с помощью электромеханического привода (шагового двигателя и слезкового механизма [7]) или гидравлического привода,

работающего в режиме широтно-импульсной модуляции давления [6]. Вторым вариантом представляется предпочтительным, поскольку эта технология опробована при управлении дисковыми фрикционными элементами в трансмиссии гусеничной машины.

Принципы обеспечения управляемого буксования в пакете дисков элемента управления рассмотрены в публикациях [10, 11] и других работах.

Перечень входных сигналов электронного блока управления для случая использования гидропривода приведен в таблице 1. Максимальное значение крутящего момента может быть оценено вне зависимости от устройства МРМ.

Минимальная сила тяги, создаваемая колесом, приближается к силе сопротивления качению: $P_1 = f \cdot Z_1$, где f – коэффициент сопротивления качению, Z_1 – нормальная реакция на колесе.

Наибольшая сила тяги оценивается по ограничению возможностей колеса по сцеплению: $P_2 = \varphi Z_2$, где φ – коэффициент сцепления с грунтом, Z_2 – нормальная реакция на колесе.

Табл. 1. Входные сигналы блока управления механизмом распределения мощности

№	Наименование
1	Угловая скорость колеса
2	Угол поворота рулевого колеса
3	Угловая скорость поворота рулевого колеса
4	Скорость транспортного средства (продольная и поперечная составляющие)
5	Ускорение транспортного средства (продольная и поперечная составляющие)
6	Частота вращения (обороты) коленчатого вала двигателя
7	Угол поворота (открытия) дроссельной заслонки
8	Угловая скорость поворота (открытия) дроссельной заслонки
9	Номер включенной передачи в коробки передач
10	Сигнал принудительного отключения МРМ
11	Сигналы управления шины CAN
12	Угловая скорость вращения ведомой шестерни главной передачи
13	Температура корпуса МРМ
14	Давление маслозакачивающего насоса

В общем случае $Z_1 \neq Z_2$, конкретные значения следует определять, учитывая схему внешних сил, действующих на машину.

Для оценки потребного момента стабилизации и обоснования выбора передаточных чисел межосевого и межколесных МРМ рассмотрим математическую модель равномерного прямолинейного движения двухосного автомобиля по горизонтальной плоскости, характеризуемой изотропно распределенными коэффициентами f и φ . К автомобилю приложена сосредоточенная внешняя сила, разложенная на составляющие P_x, P_y, P_z . Значения этих составляющих и координаты точки их приложения $C_P(x_P, y_P, h_P)$ известны.

Центр тяжести машины расположен в точке C , лежащей на оси симметрии кузова на высоте h_C . Переднему мосту присвоено обозначение A , заднему – B . Точки A и B условно расположены под проекциями осей мостов на плоскость опорной поверхности. Относительно центра тяжести автомобиля эти точки удалены на расстояния a и b . База и колея автомобиля обозначены l_0 и b_0 .

Бортам присвоены индексы 1 и 2. Предполагается, что при повороте борт 1 будет внутренним (отстающим), борт 2 – наружным (забегающим).

Тяговые силы показаны отдельно для каждого ведущего колеса и обозначены литерой P с индексами, соотношенными с конкретным мостом и бортом. Тяговые силы являются следствием приложения к колесу крутящего момента, вызывающего в качестве реакции, приложенной к корпусу автомобиля, опрокидывающий момент $M_{опрA,B}$, опрокидывающий момент вызывает разгрузку передних колес.

Нормальные реакции под колесами обозначены литерой Z с соответствующими индексами. Нормальные реакции по величине пропорциональны вертикальной нагрузке на колесо и смещены вперед относительно ее линии действия.

Силы сопротивления качению принимаются пропорциональными нормальным реакциям, обозначены литерой X с соответствующими индексами.

Аэродинамическое сопротивление движению учтено силой P_w . Считаем, что эта сила приложена в точке на высоте h_{P_w} , лежащей на оси симметрии автомобиля. Аэродинамическую силу сопротивления движению предлагается определять на основе традиционного подхода, как пропорциональную квадрату скорости движения (см., например, [12-14] и другие работы).

Рассматриваемая модель является базовой, на ее основе можно проанализировать частные случаи поворота на косогоре, вираже, подъеме и спуске. На основе этой модели можно построить описание движения машины с большим числом мостов и динамические модели прямолинейного движения и поворота. В основе модели лежат традиционные допущения, рассмотренные, например, в работах [12-14]. Нетрадиционным для подобных моделей является введение опрокидывающего момента (по аналогии с подходом, использованным в работе [15]) и рассмотрение схемы сил для конкретных колес в рамках общей модели.

Потребное передаточное отношение между осями будет определяться соотношением нормальных реакций на осях. Для получения расчетных зависимостей рассмотрим схему, показанную на рисунке 1.

Составление уравнений моментов относительно точек A и B позволяет получить выражения для оценки нормальных реакций под осями. Эти реакции в рассматриваемой модели будут отвечать за «нагрузки на мосты» – силы, в дальнейшем приложенные в точках C_A и C_B .

Точки C_A и C_B лежат на одной (горизонтальной) прямой с центром тяжести в пересечениях этой прямой с проекциями осей мостов. Введение этих точек позволяет разделить нагрузку между мостами и исследовать распределение нормальных, касательных и поперечных реакций для всех колес транспортного средства.

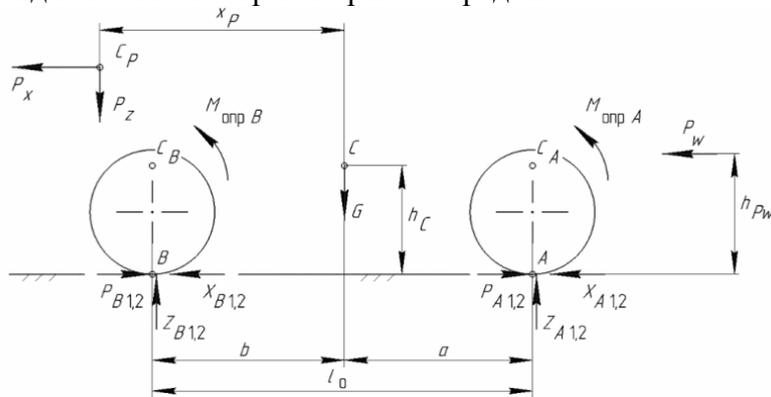


Рис. 1. Схема сил и моментов, действующих на автомобиль при равномерном движении и влиянии внешней сосредоточенной силы

Опрокидывающий момент, действующий на кузов, складывается из моментов, создаваемых ведущими колесами обоих мостов:

$$M_{\text{опр}A} = r_k (P_{A1} + P_{A2}) \text{ и } M_{\text{опр}B} = r_k (P_{B1} + P_{B2}). \quad (1)$$

В этих выражениях r_k – динамический радиус качения колеса. Если считать радиусы качения всех колес одинаковыми, то можно записать:

$$M_{\text{опр}A} + M_{\text{опр}B} = r_k (P_A + P_B). \quad (2)$$

Суммарная потребная сила тяги может быть определена по зависимости:

$$(P_A + P_B) = f (G + P_z) + P_w + P_x. \quad (3)$$

Для определения нормальных реакций переднего и заднего мостов составляются уравнения моментов относительно точек A и B (смещением опорных реакций пренебрегаем):

$$-Z_B l_0 + Ga + (M_{\text{опр}A} + M_{\text{опр}B}) + P_w h_{P_w} + P_x h_p + P_z (x_p + a) = 0; \quad (4)$$

$$Z_A l_0 - Gb + (M_{\text{опр}A} + M_{\text{опр}B}) + P_w h_{P_w} + P_x h_p + P_z (x_p - b) = 0. \quad (5)$$

Нормальные реакции для переднего и заднего мостов:

$$Z_A = Z_{A1} + Z_{A2} = [Gb - r_k (f(G + P_z) + P_w + P_x) - P_w h_{P_w} - P_x h_p - P_z (x_p - b)] / l_0; \quad (6)$$

$$Z_B = Z_{B1} + Z_{B2} = [Ga + r_k (f(G + P_z) + P_w + P_x) + P_w h_{P_w} + P_x h_p + P_z (x_p + a)] / l_0. \quad (7)$$

Из полученных зависимостей очевидна необходимость смещения центра тяжести автомобиля вперед. Если известен суммарный крутящий момент, подводимый к ведущим колесам, по данным зависимостям можно оценить значения нормальных реакций на мостах.

Поскольку нас интересует оценка потребного диапазона передаточных отношений межосевого и межколесного дифференциалов, примем гипотезу о распределении нагрузок между мостами (по аналогии с традиционной оценкой положения метacentра):

$$P_x = P_{xA} + P_{xB}; \quad P_y = P_{yA} + P_{yB}; \quad P_z = P_{zA} + P_{zB}. \quad (8)$$

Можно ввести коэффициенты $K_{zA} = Z_A / (Z_A + Z_B)$ и $K_{zB} = Z_B / (Z_A + Z_B)$, при этом, очевидно, $K_{zA} + K_{zB} = 1$.

Перераспределение нормальных реакций между колесами бортов переднего и заднего мостов можно оценить, используя схемы, показанные на рисунке 2.

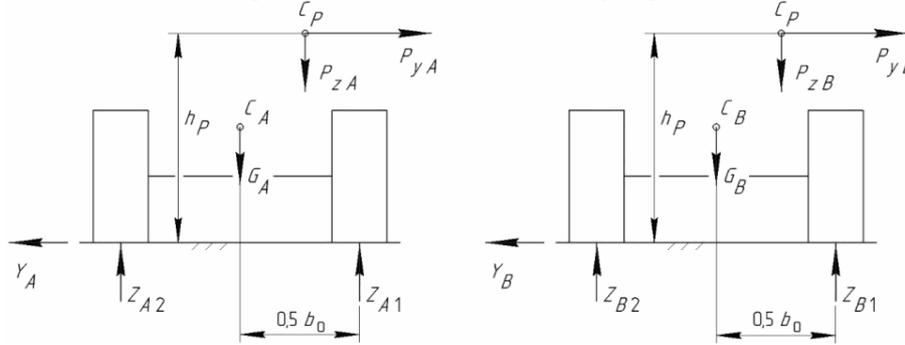


Рис. 2. Схемы сил, действующих поперечной плоскости, нормальной опорной поверхности, на колеса переднего (слева) и заднего (справа) мостов

Примем гипотезу о том, что вертикальная нагрузка на мост по модулю соответствует величине нормальной реакции для этого моста:

$$G_A + Z_A = 0, \quad G_B + Z_B = 0, \quad G_A + G_B = G; \quad (9)$$

а внешние силы перераспределяются между мостами пропорционально доле нормальной реакции:

$$P_{zA} = K_A P_z, \quad P_{zB} = K_B P_z, \quad P_{zA} + P_{zB} = P_z; \\ P_{yA} = K_A P_y, \quad P_{yB} = K_B P_y, \quad P_{yA} + P_{yB} = P_y. \quad (10)$$

Нормальные реакции под колесами бортов определяются по зависимостям:

$$Z_{A1} = (G_A + P_{zA}) / 2 + (P_{yA} h_p + P_{zA} y_p) / b_0; \quad (11)$$

$$Z_{A2} = (G_A + P_{zA}) / 2 - (P_{yA} h_p + P_{zA} y_p) / b_0; \quad (12)$$

$$Z_{B1} = (G_B + P_{zB}) / 2 + (P_{yB} h_p + P_{zB} y_p) / b_0; \quad (13)$$

$$Z_{B2} = (G_B + P_{zB}) / 2 - (P_{yB} h_p + P_{zB} y_p) / b_0. \quad (14)$$

Рассмотрение схемы сил в плоскости плана (рис. 3) позволяет оценить распределение поперечных реакций между мостами.

Составим уравнения равновесия моментов относительно точек C_A и C_B :

$$-Y_B l_0 - (P_{B2} - X_{B2}) b_0 / 2 - (P_{A2} - X_{A2}) b_0 / 2 + \dots \\ + (P_{B1} - X_{B1}) b_0 / 2 + (P_{A1} - X_{A1}) b_0 / 2 - P_x y_p + P_y (x_p + a) = 0; \quad (15)$$

$$Y_A l_0 - (P_{B2} - X_{B2}) b_0 / 2 - (P_{A2} - X_{A2}) b_0 / 2 + \dots + (P_{B1} - X_{B1}) b_0 / 2 + (P_{A1} - X_{A1}) b_0 / 2 - P_x y_p + P_y (x_p - b) = 0 \quad (16)$$

Поперечные реакции для переднего и заднего мостов:

$$Y_A = \left[((P_{B2} - X_{B2}) + (P_{A2} - X_{A2}) - (P_{B1} - X_{B1}) - (P_{A1} - X_{A1})) b_0 / 2 + P_x y_p - P_y (x_p - b) \right] / l_0; \quad (17)$$

$$Y_B = \left[-(P_{B2} - X_{B2}) - (P_{A2} - X_{A2}) + (P_{B1} - X_{B1}) + (P_{A1} - X_{A1}) \right] b_0 / 2 - P_x y_p + P_y (x_p + a) / l_0. \quad (18)$$

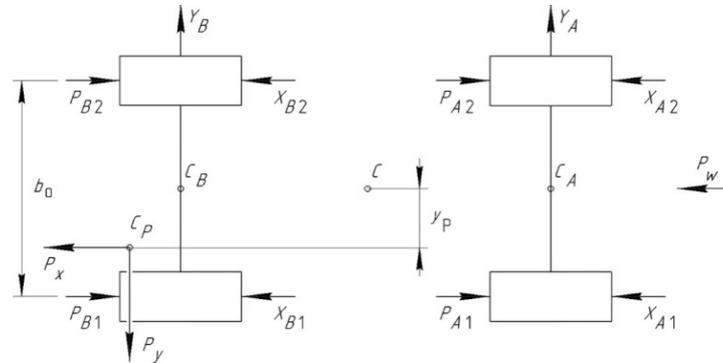


Рис. 3. Силы, действующие на автомобиль в плоскости плана

На основе этих оценок могут быть определены действующие сопротивления качению колес, возможные значения поперечных реакций по условию сцепления с грунтом, требуемое передаточное число межколесного дифференциала для конкретной оси.

Максимальные поперечные реакции представляют интерес, если не превышают допустимых значений (превышение этого предела означает развитие поперечного скольжения, когда сохранить управляемость машиной не удастся): $P_{y\max} = \varphi_y (Z_A + Z_B)$.

Частичный занос начнется, если реализуется условие $P_{yB\max} \geq \varphi_y X_B$.

Максимальная допустимая рационально продольная внешняя сила может быть оценена из равенства: $P_{x\max} = \varphi_x (Z_A + Z_B) - (X_A + X_B) - P_w$.

Поскольку продольные и поперечные реакции под колесами принимаются пропорциональными нормальным реакциям, получаем соотношения для оценки значений максимальных требуемых передаточных отношений межколесных дифференциалов:

$$u_{21A} \cong \varphi / f \max \{ Z_{A2} / Z_{A1} \}; \quad u_{21B} \cong \varphi / f \max \{ Z_{B2} / Z_{B1} \}. \quad (19)$$

В целях унификации межколесных МРМ следует принять рекомендацию:

$$u_{21} = \max \{ u_{21A}, u_{21B} \}. \quad (20)$$

Для управляемого межосевого дифференциала предусматривается два режима работы с передаточными отношениями:

$u_{AB}^I = 1$ (режим симметричного дифференциала, крутящий момент делится между мостами поровну);

$u_{AB}^{II} \cong \max \{ Z_A / Z_B \}$ (режим несимметричного дифференциала, крутящий момент перераспределяется в пользу моста, нагруженного большей опорной реакцией).

Наибольший момент относительно центра масс, получаемый за счет разности сил тяги, таким образом, составит в частном случае движения по горизонтальной поверхности, $M^* = 0,25(\varphi - f)(Z_2 + Z_1)B$, где B – ширина колеи автомобиля.

Для легкового автомобиля на сухом асфальте при полной загрузке теоретически достигается значение $M^* \cong 3$ кНм.

Чтобы реализовать такой момент, МРМ должен обеспечить межбортовое передаточное отношение $u_{21} \cong \varphi Z_2 / f Z_1$. Для рассматриваемого примера $u_{12} \cong 6 \dots 8$.

На рисунке 4 в качестве примера приводится одна из возможных кинематических схем такого МРМ.

При включении тормоза T_1 МРМ работает в режиме симметричного дифференциала. При использовании блокирующей муфты C_2 крутящий момент распределяется между полуосями в пропорции 1:2. При действии тормоза T_A вся мощность передается на мост, связанный с выходным звеном X , мост, связанный со звеном Y , переходит в ведомый режим. Приведенный в качестве примера МРМ рассчитан на использование в составе трансмиссий грузовых автомобилей, тягачей, колесных форвардеров и скиддеров. Для специального транспортного средства высокой проходимости, у которого разница значений нормальных реакций на мостах существенно отлична от 1:2, можно разработать другую кинематическую схему межосевого МРМ.

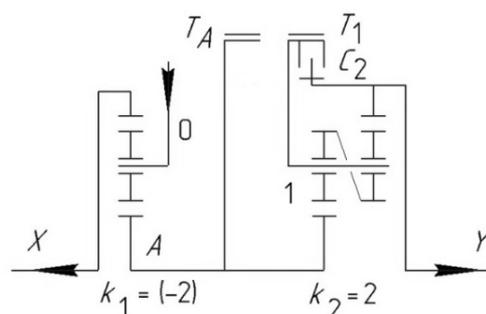


Рис. 4. Упрощенная кинематическая схема межосевого МРМ на базе несимметричного дифференциала: 0, X и Y – ведущее и ведомые звенья; A и 1 – соединительное и тормозное звенья; $T_{1,A}$ и C_2 – элементы управления

Примеры кинематических схем управляемых межколесных МРМ приведены, например, в упомянутых источниках [3-5].

В этой связи дальнейшей задачей выполняемого исследования становится построение математической модели неравномерного поворота автомобиля, учитывающей действие произвольной внешней силы (системы сил). Использование такой модели позволит оценить возможности реализации сил тяги на колесах автомобиля с учетом его конструкции, что даст возможность перейти к синтезу кинематических схем управляемых МРМ, в наибольшей степени удовлетворяющим этим возможностям.

Заключение. Таким образом, совместное использование управляемых межосевого и межколесных механизмов распределения мощности позволяет повысить такие эксплуатационные показатели транспортной машины, как управляемость, устойчивость, опорно-сцепная проходимость. При проектировании и производстве таких механизмов целесообразно привлекать опыт, накопленный в СССР и РФ при работе над планетарными коробками передач быстроходных гусеничных машин. Управление исполнительными механизмами должно осуществляться с помощью электронной системы. Определение внешних параметров узлов трансмиссии следует производить на основе моделирования силовых и кинематических закономерностей движения машины при воздействии произвольной внешней силы.

Список литературы

1. Андреев А.В., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин. – М.: Машиностроение, 1987. – 176 с.
2. Ushiroda Y., Sawase K., Takahashi N., Suzuki K., Manabe K. Development of Super AYC // Technical review. 2003, no.15, pp. 73-76.
3. Bosch. Автомобильный справочник: Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.
4. Дидиков Р.А., Добрецов Р.Ю. К вопросу о выборе кинематических схем шестеренчатых МРМ // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 9. – С. 12-14.
5. Дидиков Р.А. Метод определения составляющих баланса мощности механизма распределения мощности в трансмиссии автомобиля // Вестник СибАДИ. – 2016. – №4(50). – С. 61-63.
6. Русинов Р.В., Добрецов Р.Ю., Дидиков Р.А. О возможности применения гидравлического привода в механизме распределения мощности // Журнал автомобильных инженеров. – 2016. – № 5(100). – С. 30-33.
7. Носов Н.А., Гальшев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин: учебник. – Л.: Машиностроение, 1972. – 560 с.
8. Патент №2785499 РФ. Межосевой дифференциальный механизм распределения мощности / Добрецов Р.Ю., Семенов А.Г. – Заявка №2022117174 от 24.06.2022; опублик. 08.12.2022, Бюл. №34.
9. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. – М.: ООО «Издательство Аристель», ООО «Издательство АСТ», 2003. – 335 с.
10. Демидов Н.Н., Добрецов Р.Ю., Медведев М.С. Фрикционные механизмы поворота в двухпоточных трансмиссиях транспортных гусеничных машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2019. – №1. – С. 60-69.

11. Иванов В.А., Ющенко А.С. Теория дискретных систем автоматического управления. – М.: Наука, 1983. – 335 с.
12. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин: учебник для студентов машиностроительных спец. вузов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
13. Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Под ред. В.А. Скотникова. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
14. Павлов В.В., Кувшинов В.В. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин: учебник по специальности "Многоцелевые гусеничные и колесные машины". – Чебоксары, 2011. – 424 с.
15. Шеломов В.Б. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин. Тяговый расчет криволинейного движения: учебное пособие для вузов по специальности «Автомобиле- и тракторостроение». – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 90 с.

References

1. Andreev A.V., Vantsevich V.V., Lefarov A.Kh. Wheel differentials. – М.: Mechanical Engineering, 1987. – 176 p.
2. Ushiroda Y., Sawase K., Takahashi N., Suzuki K., Manabe K. Development of Super AYC // Technical review. 2003, no.15, pp. 73-76.
3. Bosch. Automobile directory: Per. from English. – 2nd ed., revised and additional. – М.: CJSC "KZHI" Behind the wheel ", 2004. – 992 p.
4. Didikov R.A., Dobretsov R.Yu. To the question of the choice of kinematic schemes for gear MRMs // Automotive industry. 2014, no. 9, pp. 12-14.
5. Didikov R.A. Method for determining the components of the power balance of the power distribution mechanism in the transmission of a car // Bulletin of SibADI. 2016, no. 4(50), pp. 61-63.
6. Rusinov R.V., Dobretsov R.Yu., Didikov R.A. On the possibility of using a hydraulic drive in the power distribution mechanism // Journal of automotive engineers. 2016, no. 5(100), pp. 30-33.
7. Nosov N.A., Galyshv V.D., Volkov Yu.P., Kharchenko A.P. Calculation and design of tracked vehicles: textbook. – L.: Engineering, 1972. – 560 p.
8. Patent No. 2785499 RU. Interaxial differential power distribution mechanism / Dobretsov R.Yu., Semenov A.G. – Appl. No. 2022117174 from 06/24/2022; publ. 12/08/2022, Bull. No. 34.
9. Kharitonov S.A. Automatic transmissions. – М.: Aristel Publishing House LLC, AST Publishing House LLC, 2003. – 335 p.
10. Demidov N.N., Dobretsov R.Yu., Medvedev M.S. Friction turning mechanisms in two-line transmissions of transport tracked vehicles // Tractors and agricultural machines. 2019, no. 1, pp. 60-69.
11. Ivanov V.A., Yushchenko A.S. Theory of discrete automatic control systems. – М.: Science, 1983. – 335 p.
12. Smirnov G.A. Theory of the movement of wheeled vehicles: a textbook for students of engineering special. universities. – 2nd ed., add. and reworked. – М.: Mechanical Engineering, 1990. – 352 p.
13. Skotnikov V.A., Mashchensky A.A., Solonsky A.S. Fundamentals of the theory and calculation of the tractor and the car / Ed. V.A. Skotnikov. – М.: Agropromizdat, 1986. – 383 p.
14. Pavlov V.V., Kuvshinov V.V. The theory of movement of multi-purpose tracked and wheeled vehicles: textbook on the specialty "Multi-purpose tracked and wheeled vehicles". – Cheboksary, 2011. – 424 p.
15. Shelomov V.B. Theory of movement of multi-purpose tracked and wheeled vehicles. Traction calculation of curvilinear motion: a textbook for universities in the specialty "Automobile and tractor engineering". – SPb.: Polytechnic University Publ. house, 2013. – 90 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Бао Лэфу – аспирант	Bao Lefu – postgraduate student
Добрецов Роман Юрьевич – доктор технических наук, доцент, профессор Высшей школы транспорта	Dobretsov Roman Yurievich – doctor of technical sciences, associate professor, professor of the higher school of transport
Войнаш Сергей Александрович – младший научный сотрудник	Voinash Sergey Aleksandrovich – junior researcher
Ерыгин Вадим Викторович – преподаватель кафедры технического обеспечения связи и автоматизации	Erygin Vadim Viktorovich – lecturer of the Department of technical support of communications and automation
Пушков Юрий Леонидович – кандидат технических наук, доцент кафедры лесного машиностроения, сервиса и ремонта	Pushkov Yury Leonidovich – candidate of technical sciences, associate professor of the Department of forest engineering, service and repair
Кривоногова Александра Станиславовна – кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной механики и инженерной графики	Krivotnogova Aleksandra Stanislavovna – candidate of technical sciences, associate professor of the Department of applied mechanics and engineering graphics
sergey_voi@mail.ru	

Получена 07.04.2023