

ОЦЕНКА ТЯГОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ С ДВУХПОТОЧНОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

Коростелев С.А., Наумов И.С., Rogov A.N.

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, Барнаул

Ключевые слова: транспортно-технологическое средство, трактор, двухпоточная трансмиссия, гидростатическая трансмиссия, механическая трансмиссия, тяговая характеристика, кинематическая схема, планетарный механизм.

Аннотация. В работе рассмотрены тяговые показатели транспортно-технологической машины с двухпоточной трансмиссией с различными вариантами кинематических схем. Представлены результаты расчёта тяговых показателей для этих вариантов, построены графики тяговой характеристики. Расчёты тяговых показателей выполнены для движения машин в одинаковых дорожных условиях. Входными параметрами для расчёта являются: мощность силовой установки, частота вращения выходного вала силовой установки, передаточные числа трансмиссии, рабочий объем насоса и гидромотора гидростатической трансмиссии, статический радиус колеса транспортного средства, вес транспортного средства, вес, приходящий на ведущие колеса, коэффициент сопротивления качения, коэффициент сцепления шин с дорожным покрытием. Для каждого варианта двухпоточной трансмиссии проведен анализ тяговой характеристики, определены диапазоны изменения скорости движения машины и касательной силы тяги на ведущих колесах. В заключении дана сравнительная оценка предлагаемых вариантов кинематических схем двухпоточных трансмиссий для данного транспортного средства.

EVALUATION OF TRACTION INDICATORS OF A TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINE WITH A TWO-STREAM TRANSMISSION

Korostelev S.A., Naumov I.S., Rogov A.N.

Altai State Technical University named after I.I. Polzunov, Barnaul

Keywords: transport and technological means, tractor, dual-flow transmission, hydrostatic transmission, mechanical transmission, traction characteristics, kinematic diagram, planetary mechanism.

Abstract. The paper considers traction characteristics of the transport-technological machine with two-flow transmission with different variants of kinematic schemes. The results of traction indices calculation for these variants are presented, traction characteristics graphs are plotted. Calculations of traction characteristics are performed for the movement of machines in the same road conditions. Input parameters for the calculation are: power of the power plant; rotation frequency of the output shaft of the power plant; transmission gear ratios; working volume of the pump and hydraulic motor of the hydrostatic transmission; static radius of the wheel of the vehicle; weight of the vehicle; weight coming to the drive wheels; rolling resistance coefficient; coefficient of traction of tires with the road surface. For each variant of the dual-flow transmission an analysis of the traction characteristics has been carried out, the ranges of change in the speed of the machine and the tangential pulling force on the drive wheels have been determined. In the conclusion a comparative assessment of the proposed variants of kinematic diagrams of dual-flow transmissions for this vehicle is given.

Введение

В конструкторях лесохозяйственных и лесозаготовительных машин для преобразования и передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам широкое применение получили механические и гидростатические трансмиссии (ГСТ). ГСТ по сравнению с механическими передачами обладают рядом преимуществ, которые позволяют обеспечить высокие тяговые показатели, вызванные бесступенчатым регулированием передаточного отношения трансмиссии, и возможности, связанные с компоновкой транспортно-технологических средств [1, 2]. Тем не менее, по сравнению с механическими трансмиссиями ГСТ обладают более высокими потерями при передаче мощности, высокой стоимостью, повышенными требованиями к условиям эксплуатации и более низким ресурсом [1, 2]. С

целью устранения указанных недостатков ГСТ и повышения в первую очередь её КПД и ресурса применяются двухпоточные трансмиссии, в которых используются преимущества механических передач и ГСТ [2].

Кинематические схемы двухпоточной трансмиссии и анализ тяговых характеристик транспортно-технологической машины

В настоящей работе представлены варианты кинематических схем трансмиссии транспортно-технологической машины (ТТМ), в основе которой используются серийно выпускаемые агрегаты и элементы ГСТ. На рисунке 1 представлена кинематическая схема первого варианта двухпоточной трансмиссии ТТМ. Здесь и далее на кинематических схемах: *A* – силовая установка; *B* – муфта сцепления; *C* – редуктор двухпоточной механической трансмиссии; *D* – регулируемый насос гидростатической трансмиссии; *F* – регулируемый гидромотор гидростатической трансмиссии; *H* – раздаточная коробка; *J* – центральная передача; *K* – колесный редуктор; 1 – солнечная шестерня планетарного механизма; 2 – эпициклическая шестерня планетарного механизма; 3 – водило планетарного механизма; 4 – зубчатый венец повышенной передачи; 5 – ведомая шестерня повышенной передачи; 6 – ведущая шестерня пониженной передачи; 7 – промежуточная шестерня; 8 – ведомая шестерня; 9 – ведомая шестерня редуктора насоса; 10 – ведущая шестерня редуктора насоса; 11 – ведущая шестерня редуктора гидромотора; 12 – ведомая шестерня редуктора гидромотора.

В качестве механического редуктора двухпоточной трансмиссии «С» была выбрана раздаточная коробка с планетарным дифференциальным механизмом. Гидростатическая часть трансмиссии состоит из регулируемого аксиально-поршневого насоса «D» и регулируемого аксиально-поршневого гидромотора «F». Силовая установка «A» соединена с солнечной шестерней 1 планетарного механизма через муфту сцепления «B». Насос гидростатической трансмиссии соединен через редуктор с эпициклом 2 планетарного механизма. Выходным звеном планетарного механизма является водило 3. Редуктор двухпоточной трансмиссии имеет два диапазона работы. При первом диапазоне работы (понижающем) редуктора поток мощности от водила к выходному валу передается через шестерни: 6, 7, 8. При втором диапазоне работы (повышающем) поток мощности передается через шестерни: 4, 5, 7, 8. Гидромотор ГСТ соединен с входным валом раздаточной коробки через редуктор. Раздаточная коробка «H» также имеет два диапазона работы.

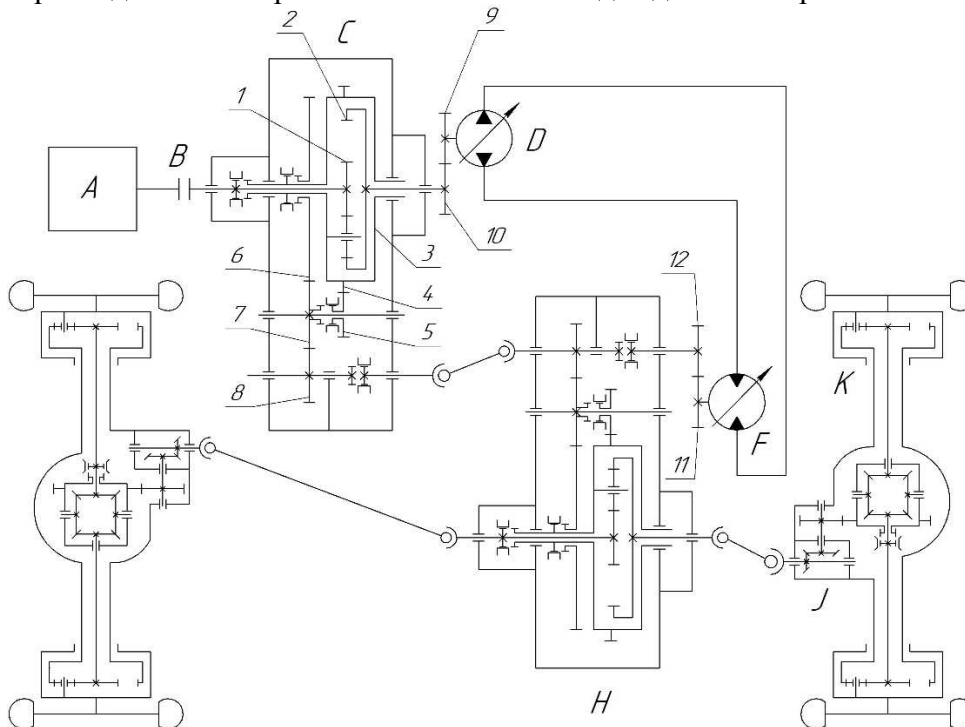


Рис. 1. Кинематическая схема первого варианта трансмиссии ТТМ

Таким образом, трансмиссия имеет четыре механические передачи. На первой передаче редуктор двухпоточной трансмиссии и раздаточная коробка будут находиться в пониженном диапазоне. На второй передаче редуктор двухпоточной трансмиссии будет находиться в повышенном диапазоне, а раздаточная коробка будет находиться в пониженном диапазоне. На третьей передаче редуктор двухпоточной трансмиссии будет находиться в пониженном диапазоне, а раздаточная коробка в повышенном диапазоне. На четвертой передаче редуктор двухпоточной трансмиссии и раздаточная коробка будут находиться в повышенном диапазоне.

Для сравнительной оценки различных вариантов кинематических схем двухпоточной трансмиссии определены тяговые показатели ТТМ [3, 4]. Расчет тяговых показателей выполнялся с помощью программы для ЭВМ [5, 6] для режима движения по горизонтальному участку пути. Параметры ГСТ, механической трансмиссии и транспортного средства для рассматриваемых вариантов кинематических схем оставались неизменными.

На рисунке 2 приведена тяговая характеристика ТТМ для первого варианта трансмиссии.

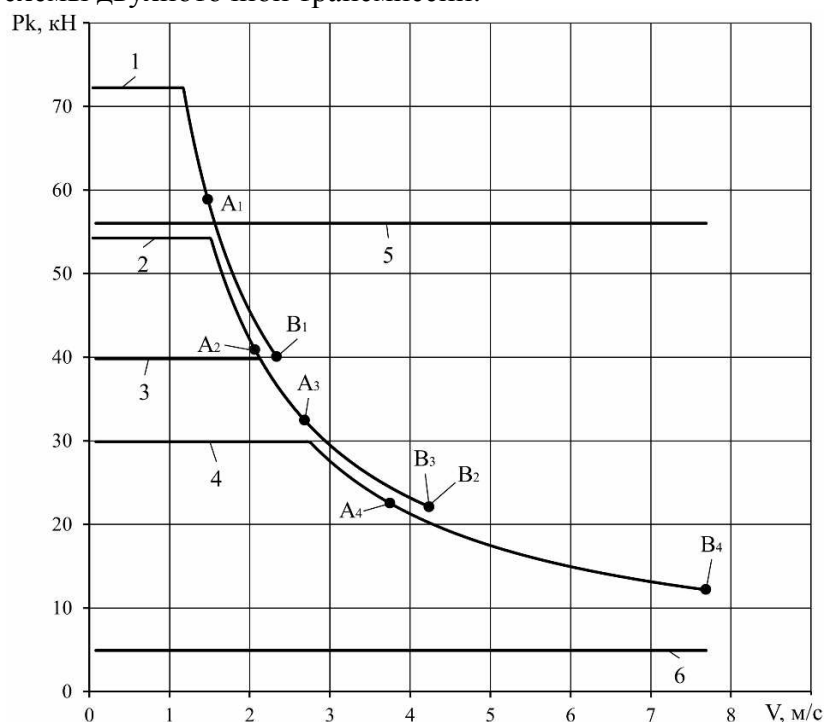


Рис. 2. Тяговая характеристика ТТМ для первого варианта трансмиссии: 1...4 – касательная сила тяги на ведущих колесах соответственно на 1-ой, 2-ой и т.д. передачах; 5 – максимальная касательная сила тяги на ведущих колесах по сцеплению с поверхностью пути; 6 – сила сопротивления качению

Рассмотрим принцип работы двухпоточной трансмиссии на примере первого варианта кинематической схемы. Принцип работы для других вариантов кинематической схемы аналогичен. Крутящий момент от силовой установки «А» через муфту сцепления «В» передается на солнечную шестерню 1 планетарного механизма, которая вращается с частотой вращения равной номинальной частоте вращения выходного вала силовой установки. При рабочем объеме насоса «D» равным нулю, момент на эпицикле 2 равен нулю и эпицикл свободно вращается. Соответственно, момент на водиле 3 равен нулю и оно остановлено.

В момент начала движения рабочий объем гидромотора «F» максимальный. Объем насоса «D» изменяется от нуля до максимального значения, при неизменном максимальном объеме гидромотора [7]. Увеличение объема насоса «D» приводит к росту момента на эпицикле 2, соответственно, возрастает момент на водиле 3 и после достижения момента на ведущих колесах значения необходимого для движения ТТМ, оно начинает вращаться. Частота вращения эпицикла при этом начинает постепенно уменьшаться, а частота вращения выходного вала увеличивается. Точки A_1, A_2, A_3, A_4 на тяговой характеристике соответствуют максимальной подаче насоса и максимальному расходу гидромотора. От точки A_1 до B_1

происходит уменьшение рабочего объема гидромотора от максимального значения до нуля, при неизменном максимальном объеме насоса. В момент, когда рабочий объем гидромотора равен нулю, а объем насоса находится в максимальном положении, насос блокирует вращение эпицикла и дифференциальная планетарная передача работает как простая планетарная передача с остановленным эпициклом [8-10]. При этом двухпоточная трансмиссия начинает работать как механическая передача точки B_1, B_2, B_3, B_4 .

Из анализа тяговой характеристики следует, что максимальная касательная сила тяги на ведущих колесах достигает 71,0 кН. Ее величина превышает касательную силу тяги равную 56,0 кН, которая может быть реализована по сцеплению колес с дорожным покрытием. Максимальная скорость движения ТТМ составляет 7,69 м/с. Минимальная скорость движения ТТМ составляет 0,044 м/с. В диапазоне скоростей от 0 до 2,2 м/с при движении на 1-ой передаче касательная сила тяги на ведущих колесах ТТМ изменяется от 40,0 до 71,0 кН. В диапазоне скоростей 2,2-4,2 м/с при движении на 2-ой передаче касательная сила тяги на ведущих колесах ТТМ изменяется от 20,0 до 40,0 кН. В диапазоне скоростей 4,2-4,69 м/с при движении на 4-ой передаче касательная сила тяги на ведущих колесах ТТМ изменяется от 12,0 до 20,0 кН.

Из графика (рис. 2) видно, что диапазон изменения касательной силы тяги на ведущих колесах на второй передаче полностью перекрывает диапазон изменения касательной силы тяги на третьей передаче.

Кинематическая схема второго варианта двухпоточной трансмиссии ТТМ представлена на рисунке 3. Силовая установка «А» соединена с входным валом редуктора двухпоточной трансмиссии через муфту сцепления «В» и далее с водилом 3. Редуктор работает на двух диапазонах. При работе на первом диапазоне (понижающем) поток мощности с входного вала передается на водило планетарного дифференциального механизма через шестерни 8, 7, 5, 4. А при работе на втором диапазоне (повышающем) поток мощности передается через шестерни 8, 7, 6. Солнечная шестерня 1 планетарного дифференциального механизма соединена с насосом «D» гидростатической трансмиссии через редуктор. Выходным звеном редуктора является эпицикл 3 планетарного механизма. Гидромотор «F» ГСТ соединен с входным валом раздаточной коробки через редуктор. Тяговая характеристика ТТМ для второго варианта кинематической схемы двухпоточной трансмиссии представлена на рисунке 4.

Тяговая характеристика ТТМ для второго варианта кинематической схемы двухпоточной трансмиссии представлена на рисунке 4.

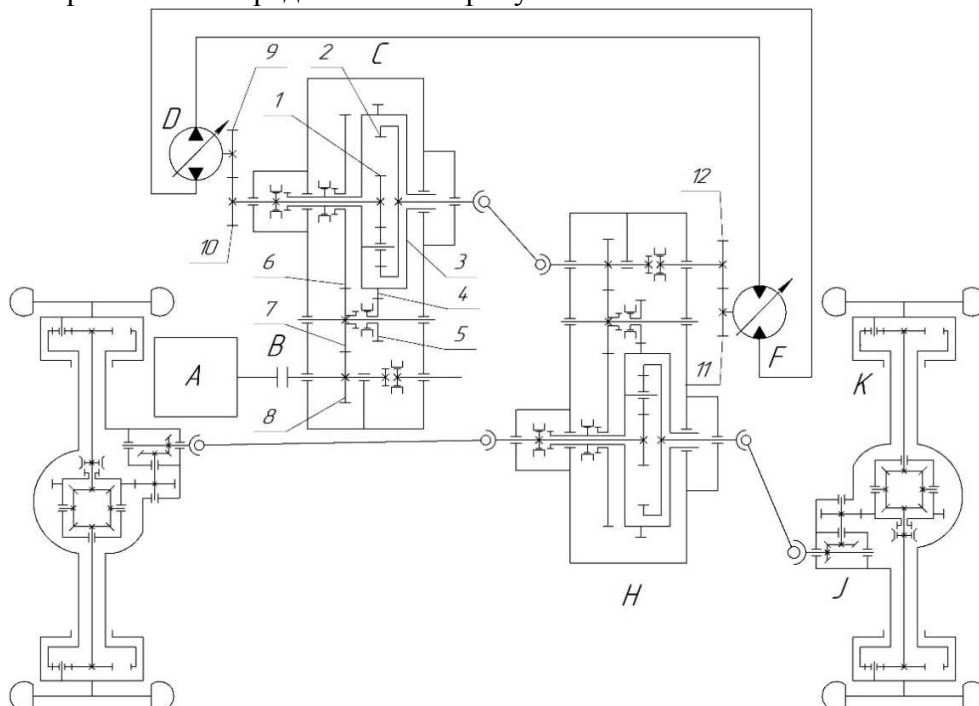


Рис. 3. Кинематическая схема второго варианта трансмиссии ТТМ

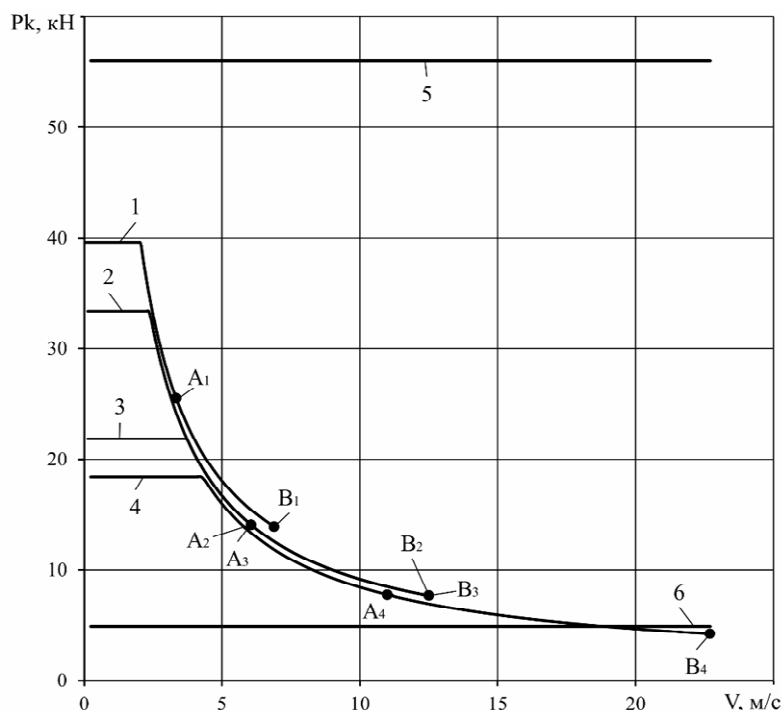


Рис. 4. Тяговая характеристика ТТМ для второго варианта трансмиссии: 1...4 – касательная сила тяги на ведущих колесах соответственно на 1-ой, 2-ой и т.д. передачах; 5 – максимальная касательная сила тяги на ведущих колесах по сцеплению с поверхностью пути; 6 – сила сопротивления качению

Максимальная скорость движения ТТМ для этого варианта ограничивается мощностью двигателя и в рассматриваемых дорожных условиях составляет 17,1 м/с. Минимальная скорость движения ТТМ составляет 0,1 м/с. Максимальная касательная сила тяги на ведущих колесах ТТМ составляет 39,6 кН.

С наибольшим значением КПД движение ТТМ возможно: на 1-ой передаче в диапазоне скоростей от 0 до 7,0 м/с с касательной силой тяги на ведущих колесах от 14,0 до 39,6 кН; на 2-ой передаче в диапазоне скоростей 7,0-13,0 м/с с касательной силой тяги на ведущих колесах от 8,0 до 14,0 кН; на 4-ой передаче в диапазоне скоростей 13,0-17,1 м/с с касательной силой тяги на ведущих колесах от 5,1 до 8,0 кН.

Так же, как и для первого варианта кинематической схемы трансмиссии ТТМ диапазон изменения касательной силы тяги на ведущих колесах на второй передаче полностью перекрывает диапазон изменения касательной силы тяги на третьей передаче.

Кинематическая схема третьего варианта двухпоточной трансмиссии представлена на рисунке 5. В данной схеме силовая установка «А» соединена с эпициклом 2 планетарного механизма через муфту сцепления «В». Солнечная шестерня 1 через редуктор соединена с насосом «D». Выходным звеном планетарного механизма является водило 3. Поток мощности от водила к выходному валу редуктора двухпоточной трансмиссии передается, как и в первом варианте трансмиссии. Выходной вал редуктора двухпоточной трансмиссии соединён через карданную передачу с входным валом раздаточной коробки, на котором через редуктор установлен гидромотор «F».

Ниже приведена тяговая характеристика третьего варианта кинематической схемы двухпоточной трансмиссии (рис. 6).

Максимальная скорость движения ТТМ для третьего варианта трансмиссии составляет 15,4 м/с. Минимальная скорость движения составляет 0,1 м/с. Максимальная касательная сила тяги на ведущих колесах ТТМ составляет 39,8 кН.

С наибольшим значением КПД движение ТТМ с третьим вариантом трансмиссии возможно: на 1-ой передаче в диапазоне скоростей от 0 до 4,7 м/с с касательной силой тяги на ведущих колесах от 20,5 до 39,8 кН; на 2-ой передаче в диапазоне скоростей от 4,7 до 8,5 м/с с касательной силой тяги на ведущих колесах от 11,3 до 20,5 кН; на 4-ой передаче в диапазоне скоростей от 8,5 до 15,4 м/с с касательной силой тяги на ведущих колесах от 6,2 до 11,3 кН.

Так же, как и для предыдущих вариантов кинематической схемы трансмиссии ТТМ диапазон изменения касательной силы тяги на ведущих колесах на второй передаче полностью перекрывает диапазон изменения касательной силы тяги на третьей передаче.

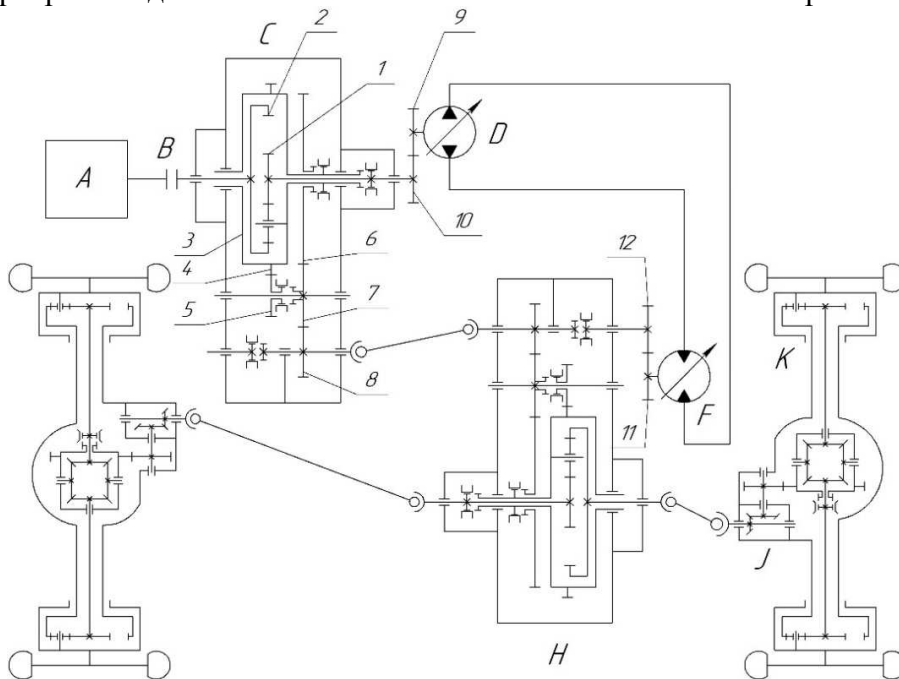


Рис. 5. Кинематическая схема третьего варианта трансмиссии ТТМ

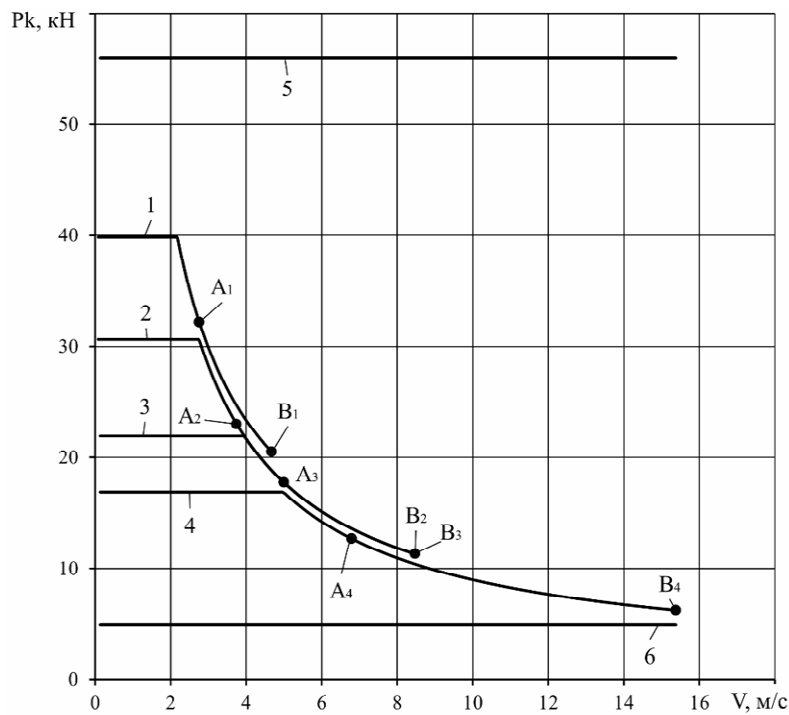


Рис. 6. Тяговая характеристика ТТМ для третьего варианта трансмиссии: 1...4 – касательная сила тяги на ведущих колесах соответственно на 1-ой, 2-ой и т.д. передачах; 5 – максимальная касательная сила тяги на ведущих колесах по сцеплению с поверхностью пути; 6 – сила сопротивления качению

Выводы

Для рассмотренных вариантов кинематических схем трансмиссии транспортно-технологической машины диапазоны изменения скоростей движения и касательной силы тяги на ведущих колесах на второй передаче перекрывают соответствующие диапазоны при движении на третьей передаче.

Максимальная касательная сила тяги на ведущих колесах ТТМ достигается для первого варианта кинематической схемы двухпоточной трансмиссии и составляет 71,0 кН.

Максимальная возможная скорость ТТМ достигается для второго варианта кинематической схемы трансмиссии и составляет 17,1 м/с.

Учитывая условия работы, технические характеристики, диапазоны изменения скоростей движения и касательной силы тяги на ведущих колесах лесозаготовительных машин для применения в их конструкции рекомендуется первый вариант кинематической схемы двухпоточной трансмиссии.

Финансирование. Исследование выполнено в АлтГТУ им. И.И. Ползунова при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках соглашения №075-11-2021-039 от 25 июня 2021 г.

Список литературы

1. Шухман С.Б., Соловьев В.И., Прочко Е.И. Теория силового привода колес автомобилей высокой проходимости. – М.: Агробизнесцентр, 2007. – 333 с.
2. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов. 2-е изд. – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
3. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория: Учебник для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 208 с.
4. Коростелев С.А., Горбачев А.В., Клубничкин В.Е. Исследование тяговых характеристик колесных лесозаготовительных машин // Научный журнал КубГАУ. – 2022. – №184(10). – С. 1-12. – doi.org/10.21515/1990-4665-184-009.
5. Свидетельство на программу для ЭВМ №2023613736. Тяговый расчет лесозаготовительного трактора (LesMash4K4Solvar) / Коростелев С.А., Горбачев А.В., Зайцева Т.П. – Зарег. 20.02.2023.
6. Свидетельство на программу для ЭВМ №2023613718. Тягово-динамический расчет колесной лесозаготовительной машины (LesmashTransTrakDin) / Коростелев С.А., Горбачев А.В., Зайцева Т.П. – Зарег. 20.02.2023.
7. Жданович Ч.И., Мамонов М.И. Выбор параметров двухпоточной трансмиссии. – Минск: БНТУ, 2022. – 54с.
8. Красненьков В.И., Вашец А. . Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 271, с.
9. Петров А. В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1966. – 383 с.
10. Цитович И.С., Альгин В.Б., Гришкевич В.В. Анализ и синтез планетарных коробок передач автомобилей и тракторов – Минск: Наука и техника, 1987. – 223 с.

References

1. Shukhman S.B., Solovyov V.I., Prochko E.I. Theory of power drive of wheels of high-pass vehicles. – M.: Agribusinesscenter, 2007. – 333 p.
2. Sharipov V.M. Design and calculation of tractors: Textbook for university students. 2nd ed. – M: Mechanical Engineering, 2009. – 752 p.
3. Grishkevich A.I. Cars: Theory: Textbook for universities. – Mn.: Vysh. shk., 1986. – 208 p.
4. Korostelev S.A., Gorbachev A.V., Klubnichkin V.E. Investigation of traction characteristics of wheeled forestry machines // Scientific journal of KubGAU. 2022, no. 184(10), pp. 1-12. doi.org/10.21515/1990-4665-184-009
5. Certificate of the computer program No. 2023613736. Traction calculation of a forestry tractor (LesMash4K4Solvar) / Korostelev S.A., Gorbachev A.V., Zaitseva T.P. – Reg. 02/20/2023.
6. Certificate of the computer program No. 2023613718. Traction-dynamic calculation of a wheeled logging machine (LesmashTransTrakDin) / Korostelev S.A., Gorbachev A.V., Zaitseva T.P. – Reg. 02/20/2023.
7. Zhdanovich Ch.I., Mamonov M.I. The choice of parameters of a two-stream transmission. – Minsk: BNTU, 2022. – 54p.
8. Krasnenkov V.I., Vashets A.D. Design of planetary mechanisms of transport machines. – M.: Mechanical Engineering, 1986. – 271 p.
9. Petrov A.V. Planetary and hydromechanical gears of wheeled and tracked vehicles. – M.: Mechanical Engineering, 1966. – 383 p.
10. Tsitovich I.S., Algin V.B., Gritskevich V.V. Analysis and synthesis of planetary gearboxes of cars and tractors – Minsk: Science and Technology, 1987. – 223 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Коростелев Сергей Анатольевич – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Наземные транспортно-технологические системы»	Korostelev Sergey Anatolyevich – doctor of technical sciences, associate professor, head of the Department "Ground transportation and technological systems"
Наумов Иван Сергеевич – аспирант	Naumov Ivan Sergeevich – postgraduate student
Рогов Александр Николаевич – аспирант ivan_naum@rambler.ru	Rogov Alexander Nikolaevich – postgraduate student

Получена 05.06.2023