

ТРАНСМИССИЯ С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ ДЛЯ ТРАКТОРОВ И ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН

д.т.н. Поршневу Г.П., д.т.н. Добрецов Р.Ю., к.т.н. Красильников А.А.
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого «СПбПУ»
Санкт-Петербург, Россия
porshnevvp@mail.ru, dr-idpo@yandex.ru, a_kr36@mail.ru

В статье рассмотрены варианты кинематических схем двухпоточных трансмиссий для сельскохозяйственных тракторов и дорожно-строительной техники. При этом рассматривается возможность применения в составе данной трансмиссии электромеханической передачи. Проанализирована перспектива повышения эксплуатационных свойств данной техники путем проведения модернизации силовой установки и трансмиссии с максимальным использованием в ее составе серийных агрегатов, прежде всего коробки перемены передач. В данном случае рассматривается возможность применения в трансмиссии трактора серийной коробки передач совместно с более мощным двигателем. С этой целью предлагается концепция двухпоточной трансмиссии, где часть мощности двигателя передается в обход (параллельно) коробки перемены передач. Рассмотрены несколько возможных кинематических схем данной трансмиссии. Проведен сравнительный анализ вариантов конструкций, где параллельная ветвь трансмиссии выполнена гидромеханической, механической, электромеханической. В результате проведенного анализа в качестве перспективного варианта для сельскохозяйственного трактора предложена концепция двухпоточной трансмиссии с электромеханической передачей в параллельном потоке. Приведены порядок и расчетные зависимости для определения основных параметров и характеристик элементов трансмиссии данного типа. Возможность применения предлагаемой трансмиссии рассмотрена для перспективного сельскохозяйственного колесного трактора 6–8 тягового классов. При этом выполнен анализ кинематики данной трансмиссии, рассчитаны передаточные отношения, определены характеристики ее основных элементов. Сформулированы направления развития подобных конструкций.

Ключевые слова: сельскохозяйственный трактор, трансмиссия, коробка перемены передач, механизм распределения мощности, второй поток мощности.

Введение

Шасси энергонасыщенных тракторов, относящихся к высоким тяговым классам, востребованы как основа транспортно-тяговых и транспортно-технологических машин. Такие машины предназначены для решения задач, связанных с необходимостью создания большой силы тяги на крюке и, как правило, не востребованы при выполнении работ в малых хозяйствах или при традиционной трелевке леса.

В условиях Сибири и Крайнего Севера колесные тракторы 6–8 тяговых классов, например, машины семейства «Кировец» [1], применяются в качестве тяговых машин в составе комплексов для обслуживания нефтяных и газовых месторождений.

На шасси энергонасыщенных тракторов создаются специальные дорожные и строительные машины (грейдеры, скреперы, погрузчики и др.).

При традиционном походе к проектированию семейства машин можно создавать тракторы низших тяговых классов, используя комплектующие, разработанные для тракторов более высоких тяговых классов. При этом в частности коробка передач сохранит функциональность, но окажется переразмеренной.

Трактор более высокого тягового класса, если позволяет прочность рамы, можно создавать, используя задел, полученный при проектировании и производстве менее мощных тракторов. При такой радикальной модернизации следует переработать конструкцию трансмиссии и ходовой части практически полностью. Большие затраты при этом связаны с проектированием и отладкой новой коробки передач, рассчитанной на работу с большим крутящим моментом. Вместе с тем, изменять гамму передаточных отношений в коробке, скорее всего, не потребуется. При налаженном серийном

производстве и наличии удачной конструкции коробки передач представляется экономически целесообразным использовать эту коробку в паре с более мощным двигателем.

Паллиативные решения – установка повышающего редуктора перед входом в коробку передач, изменение параметров зацепления шестерен, усиление отдельных элементов управления и т.д. – применимы ограниченно. Причина – в конструктивных особенностях коробки передач: конструкция может просто не допускать некоторые изменения без серьезной переработки смежных узлов.

Однако можно перейти к концепции двухпоточной трансмиссии, предусмотрев передачу части мощности двигателя в обход коробки передач. В такую трансмиссию серийная коробка передач может войти с минимальными изменениями.

Таким образом, цель работы – предложить для случая повышения тягового класса трактора кинематическую схему трансмиссии, позволяющую минимизировать вмешательство в конструкцию трансформирующего механизма (коробки передач).

Решаемые задачи: проанализировать варианты построения кинематической схемы модернизируемой трансмиссии и предложить наиболее перспективный из них в современных условиях; предложить принципы определения основных параметров агрегатов трансмиссии.

Возможные кинематические схемы двухпоточных трансмиссий

В рассматриваемом случае «двухпоточная» трансмиссия подразумевает наличие двух ветвей, одна из которых включает в себя коробку передач и классифицируется, как «механическая».

При модернизации на трактор будет установлен двигатель с мощностью большей, чем на базовой модели машины.

В рассматриваемой конструкции через параллельную ветвь должен пойти «избыток» мощности, равный разности между мощностями нового двигателя и «базового» двигателя. Передавать «избыток» мощности основная ветвь трансмиссии не может. Для защиты коробки передач от перегрузки предлагается перед входным валом установить трехзвенный планетарный механизм, к водилу которого мощность подводится от вала основного двига-

теля. Входной вал КПП соединяется с эпициклом ряда. Желательно также защитить коробку передач от угрозы перегрузки фрикционной муфтой или разрушаемым звеном.

Кинематический параметр k механизма определяется из известных соотношений для моментов на основных звеньях механизма:

$$M_2 = -kM_1, M_b = -(1-k)M_1.$$

Для обозначений основных звеньев введены индексы 1 (солнечная шестерня), 2 (эпицикл) и «в» (водило) – так чтобы выполнялось условие $k = -(Z_2/Z_1)$, где Z_1 и Z_2 – числа зубьев шестерен звеньев ряда.

Основная ветвь подключается к звену b , если выполняется условие:

$$|M_b| = |-M_{до} \cdot k / (1-k)| \leq |M_d|. \quad (1)$$

Здесь M_d и $M_{до}$ соответственно крутящий момент «базового» (серийного) двигателя трактора и более мощного двигателя «модернизированного» варианта машины.

Возможна кинематическая схема, где мощность двигателя по основной ветви подается к звену 1 при выполнении условия:

$$|M_1| = |-M_{до} / k| \leq |M_d|. \quad (2)$$

Параллельная ветвь силового потока подключается к оставшемуся звену. Если условие (1) не выполняется, необходимо предусмотреть более сложную схему механизма.

В общем случае параллельная ветвь трансмиссии может быть выполнена гидромеханической, механической, электромеханической.

Гидромеханические двухпоточные трансмиссии, как правило, содержат гидростатическую передачу в параллельном потоке мощности [2] и предлагаются к применению в тех случаях, когда необходимо получить высокую плавность изменения крутящего момента в широком диапазоне значений. В книге [2] рассматриваются условия, при которых такая трансмиссия будет иметь наибольший КПД. На современном рынке представлены тракторы с такой трансмиссией [2]. В рассматриваемом случае применение гидростатической передачи существенно повысит стоимость трансмиссии, кроме того, этот агрегат придется закупать за рубежом.

Альтернативой гидростатической передаче является управляемая дисковая фрикционная муфта. Такая муфта позволяет контролировать буксование дисков и, соответственно, переда-

ваемый момент. Вариант использования подобного устройства рассмотрен в статье [4]. Технологии управления устройством отработаны применительно к родственным фрикционным механизмам поворота гусеничных машин [5, 6, 7]. Технологии проектирования и изготовления узла, а также материалы доступны для отечественного машиностроения, поскольку применяются при работе над планетарными коробками передач и механизмами поворота гусеничных машин (в частности, [8]). В этом случае для применения в трансмиссии трактора необходимо будет спроектировать, изготовить и испытать оригинальную управляемую муфту, что возможно, но потребует времени и дополнительных затрат. Нужно оговорить, что применение такой муфты дало бы дополнительные преимущества – плавность изменения крутящего момента, эффект квазибесступенчатого переключения передач и снижение числа переключений (см. работу [2]).

Электромеханическое исполнение параллельной ветви подразумевает установку генератора и одного или нескольких тяговых электродвигателей (ТЭД), а также накопителя энергии. Электромеханические трансмиссии апробованы на карьерных самосвалах (например, серия автомобилей БелАЗ) и гусеничном тракторе ДЭТ-250. На данных транспортных средствах использована так называемая схема «последовательного гибрида», при которой тепловой двигатель вращает генератор, а привод ведущих колес осуществляется от ТЭД. В рассматриваемом случае может быть использован принцип «параллельного гибрида», родственной описанному в статьях [8, 9, 10].

Учитывая, что через параллельную ветвь энергонасыщенного трактора будет передаваться значительная мощность, для минимизации размеров электрических машин целесообразно применить бортовую сеть высокого напряжения (750 В), что апробировано, например, на немецком бронетранспортере «Пума», ТЭД подключать через двухступенчатый редуктор.

Описанный в [2] принцип «квазибесступенчатой» трансмиссии может быть реализован при наличии ТЭД в параллельной ветви.

Можно предложить следующие варианты использования суммирования мощности механической и электромеханической ветвей трансмиссии:

- на ведущем колесе;

- в управляемом механизме распределения мощности (МРМ);

- на коробке дифференциала моста;

- на выходном валу коробки передач.

На рис. 1 приведена схема размещения ТЭД: за основу принимается серийно выпускаемый мост, положение тормозов не изменяется, ТЭД «выносятся» в зону, где представляется менее затруднительным обеспечение охлаждения. Возможны более радикальные варианты переработки кинематической схемы моста. В любом случае потребуется учесть, что передаваемая сила тяги возрастает и конструкцию моста нужно как минимум расчетом проверить на прочность и доработать при необходимости.

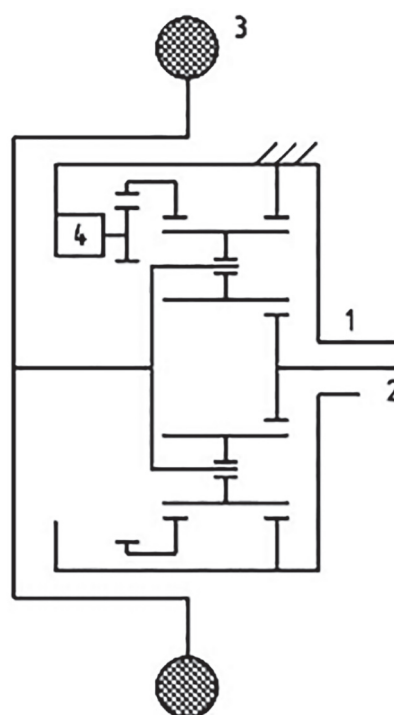


Рис. 1. Модифицированный колесный редуктор (подшипники опор не показаны):

1 – корпус ведущего моста; 2 – полуюсь;

3 – ведущее колесо; 4 – ТЭД

Корпус моста (1) является базой для размещения ТЭД (4) и расположения остановленной эпициклической шестерни (3). Мощность от основной ветви трансмиссии машины подводится к солнечной шестерне, связанной с валом (2). Мощность от ТЭД суммируется с мощностью, снимаемой с вала (2), на планетарном механизме (колесный редуктор с широким сателлитом).

Основным достоинством данной конструкции является возможность максимально со-

хранить трансмиссию трактора-прототипа и обеспечить управление силовой тяги на ведущих колесах. Очевидные недостатки: сложность конструкции, необходимость разработки специального ТЭД, значительный рост массы колеса. В принципе, от этих недостатков можно уйти, расположив агрегаты, входящие в состав ведущего моста, ТЭД и др. на раме трактора, а крутящий момент передавать на ведущее колесо через шарнир равных угловых скоростей или карданную передачу. Такую схему привода иногда условно называют мотор-полуось. В рассматриваемом случае ее применению препятствуют необходимость создания индивидуальной подвески колес и разработки шарниров полуосей, рассчитанных на большие крутящие моменты.

Если суммирование мощностей при схеме мотор-полуось происходит на суммирующих рядах, а не просто «подкручиванием» полуоси от ТЭД, то от дифференциала можно отказаться и использовать схему гибридного управляемого МРМ [10] (рис. 2).

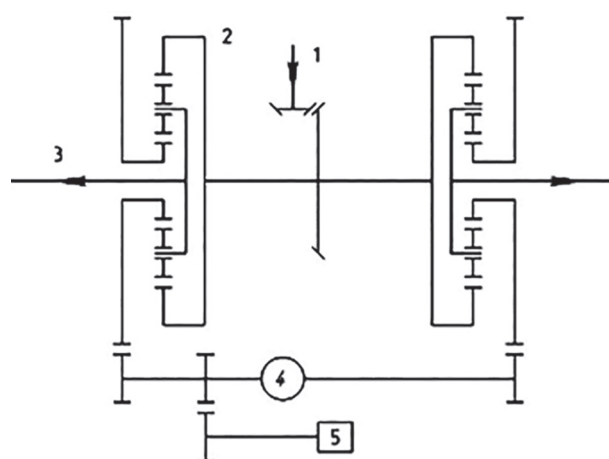


Рис. 2. Гибридный механизм распределения мощности:

- 1 – от коробки передач; 2 – суммирующий ряд;
3 – к колесному редуктору; 4 – редуктор МРМ;
5 – узел ТЭД

В приведенной на рис. 2 схеме используется один ТЭД. Распределение крутящих моментов происходит аналогично схемам гибридных трансмиссий гусеничных машин с дифференциальным механизмом поворота [9, 10]: мощность поступает от основного теплового двигателя через коробку передач (поток 1), далее проходит через суммирующие ряды (2), направляется к колесным редукторам и далее – к ведущим колесам (поток 3).

Суммирующие редукторы (2) позволяют сложить поток мощности от теплового двигателя и от ТЭД (5). При этом редуктор МРМ (4) может реализовать (в зависимости от режима работы) передаточное отношение ± 1 . В первом случае МРМ увеличит тягу на ведущих колесах, во втором – будет выполнять функции перераспределения мощности, аналогично дифференциальному механизму поворота гусеничной машины [7, 11].

Данная трансмиссия обладает практически теми же возможностями в вопросе контроля тяги на колесе, что и механизмы, описанные в статьях [12, 13]. Для определения сил, действующих на машину, может быть использована методика, рассмотренная в статьях [14, 15]. Конструкция может быть выполнена в составе ведущего моста по аналогии с предложениями [12, 13] или в сочетании с независимой подвеской ведущих колес. В первом случае неизбежен рост неподрессоренных масс и усложнение конструкции моста, во втором необходима разработка новой подвески.

С целью упрощения конструкции можно отказаться от управляемого механизма распределения мощности и организовать привод от ТЭД на коробку дифференциала (см. рис. 3) или на ведущую шестерню главной передачи. Управление распределением мощности при этом становится невозможным.

На рис. 3 мощность от коробки передач (поток 1) и от ТЭД (4) подводится на корпус дифференциала (2) и распределяется через полуоси на колесные редукторы (3).

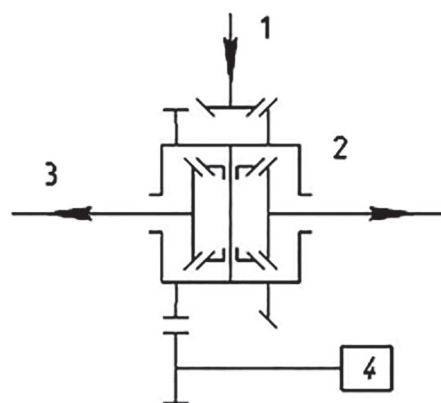


Рис. 3. Вариант подвода мощности от параллельной ветви к редуктору заднего моста:

- 1 – подвод от коробки передач; 2 – дифференциал;
3 – отвод мощности к колесному редуктору;
4 – подвод мощности от ТЭД

Поскольку суммирование моментов на ведущей шестерне главной передачи требует усложнения конструкции, имеет смысл производить такое суммирование непосредственно на выходном валу коробки передач, связанном через карданную передачу с ведущими мостами машины.

Возможная кинематическая схема подобной трансмиссии приведена на рис. 4.

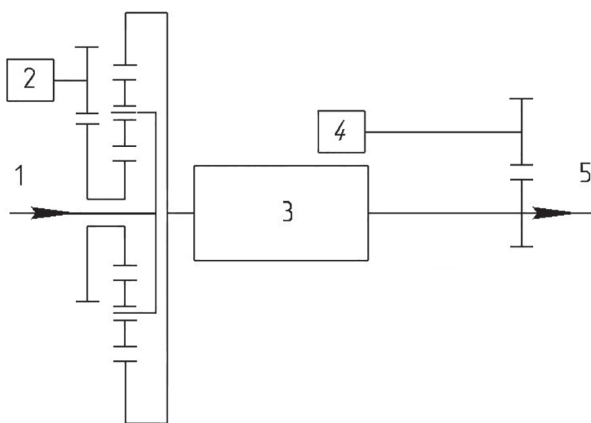


Рис. 4. Упрощенная кинематическая схема модернизированной трансмиссии:

1 – подвод от теплового двигателя машины;
2 – электрогенератор; 3 – коробка перемены передач; 4 – ТЭД; 5 – передача к ведущим мостам трактора

Преимущества данной схемы – ТЭД и его редуктор располагаются на раме трактора, в составе трансмиссии трактора можно использовать серийные карданные передачи, ведущие мосты от традиционных поставщиков.

В данной трансмиссии (рисунок 4) мощность подводится от теплового двигателя (поток 1), при этом часть мощности используется на привод электрогенератора (2), основной поток мощности подводится к коробке перемены передач (3). Затем происходит суммирование потоков мощности от коробки передач и ТЭД (4). Далее мощность направляется к ведущим мостам машины через карданные передачи (поток 5).

Для обеспечения возможности движения машины при отказе генератора, но работающем тепловом двигателе вал генератора должен быть заторможен. Момент теплового двигателя на таком аварийном режиме работы трансмиссии должен быть ограничен до значения, безопасного для коробки передач.

Возможен вариант данной кинематической схемы, особенностью которого является то,

что тяговое усилие будет передаваться преимущественно одним (передним) ведущим мостом. Другой мост при этом отключен и может дополнительно подключаться к трансмиссии при необходимости, в основном при пробуксовке колес машины.

В общем случае потребная мощность ТЭД определяется для схемы по рис. 4 как $N_{ТЭД} = (N_{д0} - N_{д}) \cdot \eta_{эм}$. Здесь $\eta_{эм}$ – КПД электромеханической ветви, учитывающий особенности работы генератора, ТЭД, накопителя, потери в проводах и т.д.

Наличие достаточно мощного электрогенератора в составе сельскохозяйственного трактора или дорожно-строительной машины расширяет возможности данной техники за счет использования совместно с ней перспективных прицепных агротехнологических комплексов, других специальных агрегатов, требующих внешнего элемента питания для обеспечения работы их механизмов.

Значения основных параметров агрегатов трансмиссии с данной кинематической схемой могут быть предварительно определены на примере анализа перспективного трактора 8 (9) тягового класса семейства «Кировец».

В составе перспективного сельскохозяйственного колесного трактора 6–8 тяговых классов предполагается, в частности, использовать двигатель ТМЗ-8483 с электронной системой управления (номинальная мощность около 330 кВт, максимальный крутящий момент 2000 Нм при оборотах коленчатого вала 1400–1600 мин⁻¹). При этом в настоящее время серийные тракторы данного тягового класса комплектуются двигателем номинальной мощностью 300 л.с., с максимальным крутящим моментом около 1300–1400 Нм.

Для принятого значения $\eta_{эм} = 0,85–0,90$ мощность электрогенератора $N_{ТЭД} \approx 120$ кВт.

Планетарный ряд перед коробкой передач можно (по предварительной оценке) выполнить с кинематическим параметром $k = -(2,0...2,3)$. При этом крутящий момент на входе КПП (на эпитцикле планетарного ряда) снижается до значений, соответствующих серийно выпускаемой КПП, тем самым обеспечивая ее надежность, ресурс.

Для уменьшения массогабаритных характеристик электрогенератора (повышения его номинальных оборотов) целесообразно обеспечить в приводе генератора от солнечной шестерни планетарного ряда передаточное

число в диапазоне 3–4 (при принятом значении параметра k).

Тяговое усилие трактора на верхней границе 8 (9) класса может достигать 100–120 кН. Для реализации данного тягового усилия в рассматриваемом примере крутящий момент M_T в точке суммирования на выходном валу трансмиссии должен составлять:

$$M_T = M_x + M_{ТЭД} \cdot u_{ТЭД} \cdot \eta_{ТЭД} = P \cdot r_{вк} / (u_{тр} \eta_{тр}). \quad (3)$$

Здесь $r_{вк}$ – радиус ведущего колеса; $u_{тр}$ и $\eta_{тр}$ – передаточное отношение и КПД трансмиссии (от точки суммирования мощностей механической и электромеханической ветвей до ведущего колеса); M_x – крутящий момент на выходе из коробки передач на соответствующей передаче; $u_{ТЭД}$ и $\eta_{ТЭД}$ – передаточное отношение от ТЭД до выходного вала коробки передач на режиме передачи максимального момента.

Сцепной вес машинно-тракторного агрегата предполагаем достаточным для передачи номинальной силы тяги в принятых условиях движения (стерня, буксование не более 0,16).

Для рассматриваемого примера максимальный крутящий момент по сцеплению в точке суммирования мощностей механической и электромеханической ветвей может достигать 5000–5500 Нм.

В этом случае рассматриваемая трансмиссия позволит более полно реализовывать максимальную силу тяги трактора по сцеплению на большинстве рабочих передач КПП (с 4-й по 8-ю, где передаточное число КПП находится в диапазоне 4,11...1,96).

При этом по предварительной оценке представляется оптимальным обеспечить крутящий момент в электрической ветви трансмиссии около 1000–1500 Нм. Здесь момент электродвигателя может быть 120–140 Нм при общем передаточном числе редуктора (от вала тягового электродвигателя до точки суммирования мощностей механической и электромеханической ветвей) $u_{ТЭД} = 8$ –10.

Для уменьшения массогабаритных характеристик ТЭД и максимального использования его возможностей в составе трансмиссии предлагается использовать двухрежимный (двухступенчатый) редуктор. Переключение режимов должно выполняться автоматически.

На рис. 5 изображен вариант кинематической схемы редуктора, работающего с ТЭД.

В рассматриваемом примере редуктор имеет две степени свободы и состоит из двух простых (трехзвенных) планетарных механизмов, характеризуемых кинематическими параметрами k_1 и k_2 . Солнечные шестерни рядов связаны с валом ТЭД, эпициклы – с элементами управления (тормозами). Для включения передачи нужно остановить один из эпициклов.

Передаточное отношение редуктора на первой передаче подбирается из условия реализации максимальной силы тяги на ведущих колесах моста:

$$u_{ТЭД1} = (P \cdot r_{вк} / (u_{тр} \eta_{тр}) - M_x) / (M_{ТЭД} \cdot \eta_p).$$

Передаточное отношение на высшей передаче предлагается выбирать для случая самопередвижения трактора:

$$u_{ТЭД2} = (\psi \cdot G \cdot r_{вк} / (u_{тр} \eta_{тр}) - M_x) / (M_{ТЭД} \cdot \eta_p).$$

Здесь ψ – коэффициент сопротивления движению трактора (при движении по горизонтальной поверхности численно равен коэффициенту сопротивления качению); G – вес трактора; $u_{тр}$ и $\eta_{тр}$ – передаточное отношение и КПД трансмиссии (от точки суммирования мощностей механической и электромеханической ветвей до ведущего колеса); M_x – крутящий момент на выходе из коробки передач на высшей передаче, η_p – КПД редуктора ТЭД.

Конкретные значения передаточных отношений можно определить с учетом параметров ТЭД, выбранного на заданную мощность. При проведении расчетов необходимо учитывать передаточное отношение дополнительной понижающей передачи, связывающей выходной вал планетарного редуктора с выходным валом коробки передач.

Возможны иные подходы к определению передаточного числа высшей передачи, например, исходя из статистики режимов работы трактора.

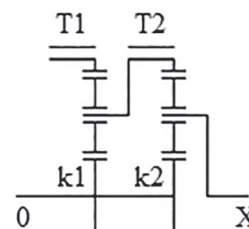


Рис. 5. Упрощенная кинематическая схема редуктора электромеханической ветви трансмиссии:

О и X – входное и выходное звенья;

T1(2) – тормоза; $k1(2)$ – кинематические параметры трехзвенных планетарных механизмов

Возможность движения трактора на электротяге при работающем тепловом двигателе (или питания электродвигателя от накопителя электрической энергии) в первом приближении оценивается по выполнению следующих условий.

1. Возможность трогания с места: $M_{ТЭД} \geq k_M \cdot \psi \cdot G \cdot r_{вк} / (u_{тр} \eta_{тр})$. Здесь $M_{ТЭД}$ – максимальный момент, развиваемый ТЭД, k_M – коэффициент запаса (большинство современных ТЭД допускают кратковременную двух-трех кратную перегрузку); $u_{тр}$ и $\eta_{тр}$ – передаточное отношение и КПД трансмиссии (от ТЭД до ведущего колеса). При плавном трогании влиянием инерционных моментов можно пренебречь, ограничившись введением коэффициента запаса k_M .

2. Возможность разгона до заданной скорости движения V . В этом случае ТЭД должен обеспечить преодоление сил инерции, которые для трактора могут достигать больших значений. Энергозатраты на разгон должны быть достаточны как минимум для набора трактором кинетической энергии поступательного движения, кинетической энергии вращающихся колес и вращающихся масс в трансмиссии.

3. Возможность обеспечения равномерно прямолинейного движения с заданной скоростью V будет определяться номинальной мощностью ТЭД: $N_{ТЭД} \geq k_N \cdot \phi \cdot G \cdot V / \eta_{тр}$. Здесь $N_{ТЭД}$ – мощность тягового электродвигателя, ϕ – коэффициент сопротивления движению трактора; k_N – коэффициент запаса (может быть принят равным единице).

При неработающем тепловом двигателе появляются ограничения, налагаемые накопителем энергии: возможность отдавать требуемые токи в течение времени движения без ущерба для накопителя; достаточная энергоемкость для обеспечения требуемого пробега. При отсутствии требований на пробег в режиме электротяги предлагается не устанавливать на трактор более мощный бортовой накопитель энергии, чем это требуется с точки зрения обеспечения работоспособности высоковольтной бортовой сети.

Заключение

1. При установке более мощного двигателя и соответствующего балластирования трактора представляется возможным сохранить редукторную часть серийной КПП без изменений за счет использования двухпоточной электромеханической трансмиссии; при этом фор-

мально и фактически тяговый класс трактора будет повышен.

2. Уровень развития отечественной промышленности позволяет изготовить необходимые для модернизации узлы и агрегаты.

3. На примере машины 6 тягового класса показаны принципы определения основных параметров агрегатов и узлов, вводимых при модернизации трансмиссии.

Литература

1. Бойков А.В., Шувалов Е.А., Добряков Б.А. Теория и расчет трактора «Кировец» / Под общ. ред. А.В. Бойкова. Л.: Машиностроение, 1980. 208 с.
2. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов. 2-е изд. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
3. Bukashkin A.Yu., etc. Procedia Engineering Vol. 206 (2017). pp. 1728–1734.
4. Демидов Н.Н., Дидиков Р.А. Фрикционные механизмы поворота в двухпоточных трансмиссиях транспортных гусеничных машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2019. № 1. С. 60–69.
5. Галышев Ю.В., Григорьев А.П., Добрецов Р.Ю., Лозин А.В. Замкнутые системы управления поворотом гусеничных машин // Научно-технические ведомости СПбГПУ, сер.: Наука и образование. С. Петербург. 2014. № 3 (202). С. 201–208.
6. Lozin A.V., Medvedev M.S., Kravchenko O., Guzeev V. Hyperbolic Steering for Tracked Vehicles // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. pp 2367–2374.
7. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин / под ред. Н.А. Носова. Л.: Машиностроение, 1972. 559 с.
8. Porshnev G.P., Dobretsov R.Yu., Uvakina D.V. Performance improvement of Arctic tracked vehicles // MATEC Web of Conferences 245, 17001 (2018). EEC-2018.
9. Григорьев И.В., Иванов В.А. Увеличение подвижности гусеничных вездеходов для вахтовых лесозаготовок // Системы. Методы. Технологии. 2016. № 2. С. 114–119.
10. Лозин А.В., Семенов А.Г. Гибридный механизм распределения мощности в трансмиссии транспортной машины: патент на изобретение № 2658486 Российская Федерация. опубликовано 21.06.2018, Бюл. № 18.
11. Шеломов В.Б. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин. Тяговый

расчет криволинейного движения: учебное пособие для вузов по специальности «Автомобиле- и тракторостроение» / Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. 90 с.

12. Bukashkin A.Yu., Galyshev Yu.V., Dobretsov R.Yu. Split Transmission of Tractor with Automatic Gearbox. *Procedia Engineering* Vol. 206 (2017). Pp. 1728–1734.
 13. Lozin A., Radionov A., Kravchenko O., Guzeev V., Rozhdestvenskiy Y. Hyperbolic Steering for Tracked Vehicles. *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham.* Pp. 2367–2374.
 14. Hoodorozhkov S., Krasilnikov A., Zakhlebayev E. Digital simulation of physical processes in vehicles engine power units // *RRTSS – International conference on research paradigms transformation in social sciences*, 2018. doi.org/10.1051/shsconf/20184400038.
 15. Dobretsov R., Galyshev Yu., Porshnev G., Didikov R., Telyatnikov D., Komarov I. Transmission of the Perspective Wheel Tractor with Automatic Gearbox // *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, Vol 12, No 9. (2018). Pp. 790–796. DOI: <https://doi.org/10.15866/ireme.v12i9.15646>.
- References**
1. Boykov A.V., Shuvalov Ye.A., Dobryakov B.A. *Teoriya i raschet traktora «Kirovets»* [Theory and calculation of the “Kirovets” tractor]. Pod obshch. red. A.V. Boykova. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1980. 208 p.
 2. Sharipov V.M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov: Uchebnik dlya studentov vuzov. 2-e izd.* [Tractor design and calculation: a textbook for university students. 2nd Edition]. Moscow: Mashinostroyeniye Publ., 2009. 752 p.
 3. Bukashkin A.Yu., etc. *Procedia Engineering* Vol. 206 (2017). pp. 1728–1734.
 4. Demidov N.N., Didikov R.A. Friction turning mechanisms in double-threaded transmissions of transport tracked vehicles. *Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny*. 2019. No 1, pp. 60–69 (in Russ.).
 5. Galyshev Yu.V., Grigor'yev A.P., Dobretsov R.Yu., Lozin A.V. Closed track control systems. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPBGPU, ser.: Nauka i obrazovaniye*. S. Peterburg. 2014. No 3 (202), pp. 201–208 (in Russ.).
 6. Lozin A.V., Medvedev M.S., Kravchenko O., Guzeev V. Hyperbolic Steering for Tracked Vehicles // *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham.* pp 2367–2374.
 7. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.P., Kharchenko A.P. *Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin* [Calculation and design of tracked vehicles]. Pod red. N.A. Nosova. Leningrad: Mashinostroyeniye Publ., 1972. 559 p.
 8. Porshnev G.P., Dobretsov R.Yu., Uvakina D.V. Performance improvement of Arctic tracked vehicles // *MATEC Web of Conferences* 245, 17001 (2018). ECE-2018.
 9. Grigor'yev I.V., Ivanov V.A. Increased mobility of tracked all-terrain vehicles for rotational logging. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*. 2016. No 2, pp. 114–119 (in Russ.).
 10. Lozin A.V., Semenov A.G. *Gibridnyy mekhanizm raspredeleniya moshchnosti v transmissii transportnoy mashiny* [Hybrid power distribution mechanism in the transmission of a transport vehicle]: patent na izobreteniy No 2658486 Rossiyskaya Federatsiya. opublikovano 21.06.2018, Byul. No 18.
 11. Shelomov V.B. *Teoriya dvizheniya mnogotsel'nykh gusenichnykh i kolesnykh mashin. Tyagovyy raschet krivolineynogo dvizheniya: uchebnoye posobiye dlya vuzov po spetsial'nosti «Avtomobil- i traktorostroyeniye»* [The theory of movement of multi-purpose tracked and wheeled vehicles. Traction calculation of curvilinear movement: a textbook for universities for the program “Automobile and tractor engineering”]. Sankt-Peterburg: Izd-vo Politekh. un-ta Publ., 2013. 90 p.
 12. Bukashkin A.Yu., Galyshev Yu.V., Dobretsov R.Yu. Split Transmission of Tractor with Automatic Gearbox. *Procedia Engineering* Vol. 206 (2017). pp. 1728–1734.
 13. Lozin A., Radionov A., Kravchenko O., Guzeev V., Rozhdestvenskiy Y. Hyperbolic Steering for Tracked Vehicles. *Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham.* Pp. 2367–2374.
 14. Hoodorozhkov S., Krasilnikov A., Zakhlebayev E. Digital simulation of physical processes in vehicles engine power units // *RRTSS – International conference on research paradigms transformation in social sciences*, 2018. doi.org/10.1051/shsconf/20184400038.
 15. Dobretsov R., Galyshev Yu., Porshnev G., Didikov R., Telyatnikov D., Komarov I. Transmission of the Perspective Wheel Tractor with Automatic Gearbox // *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*, Vol 12, No 9. (2018). Pp. 790–796. DOI: <https://doi.org/10.15866/ireme.v12i9.15646>.

ELECTROMECHANICAL TRANSMISSION FOR TRACTORS AND ROAD-BUILDING MACHINERY

DSc in Engineering **G.P. Porshnev**, DSc in Engineering **R.Yu. Dobretsov**, PhD in Engineering **A.A. Krasilnikov**

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia

porshnevgp@mail.ru, dr-idpo@yandex.ru, a_kr36@mail.ru

The article considers variants of kinematic schemes of two-stream transmissions for agricultural tractors and road construction machines. The possibility of using an electromechanical transmission as part of this transmission is considered. The prospect of improving the operational properties of this technique by modernizing the power plant and transmission with the maximum use of serial units in its composition, primarily gearboxes, is analyzed. In this case, the possibility of using a serial transmission in combination with a more powerful engine in a tractor's transmission is considered. For this purpose, the concept of a dual-line transmission is proposed, where part of the engine power is transmitted bypassing (in parallel) the gearbox. Several possible kinematic schemes of this transmission are considered. A comparative analysis of design options is carried out, where the parallel transmission branch is hydromechanical, mechanical, electromechanical. As a result of the analysis, the concept of a two-stream transmission with electromechanical transmission in a parallel flow is proposed as a promising option for an agricultural tractor. The order and calculated dependencies for determining the main parameters and characteristics of transmission elements of this type are given. The possibility of using the proposed transmission is considered for a promising agricultural 6–8 class wheeled tractor. At the same time, the kinematics of this transmission were analyzed, the gear ratios were calculated, and the characteristics of its main elements were determined. The directions of development of such structures are formulated.

Keywords: agricultural tractor, transmission, gearbox, power distribution mechanism, second power flow.