

КВАЗИБЕССТУПЕНЧАТЫЕ ТРАНСМИССИИ ДЛЯ ЛЕСНЫХ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

Р.Ю. Добрецов¹, И.В. Григорьев²

¹ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет имени Петра Великого», 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д. 29

²ФГБОУ ВО «Якутская государственная сельскохозяйственная академия», 677007, г. Якутск, Сергеляхское ш., 3-й км, д. 3
dr-idpo@yandex.ru

Рассмотрено семейство кинематических схем вальных коробок передач, позволяющих получить большое число режимов работы и реализовать принцип двухпоточной трансмиссии трактора. Отличительной особенностью схем является наличие параллельных грузовых (выходных) валов. Приведены две группы схем: с приводом грузовых валов непосредственно от ведущего вала коробки передач и от промежуточного вала, который, в свою очередь, связан с ведущим валом. Первая группа схем имеет три степени свободы, вторая — четыре. Возможен синтез других подобных групп схем, что является предметом дальнейших исследований. Представленные группы позволяют получить достаточное число режимов работы для применения на тягово-транспортных машинах. Используемые элементы управления — дисковые фрикционные муфты с гидравлическим или электромеханическим приводом. Коробка передач допускает разные уровни автоматизации вплоть до работы под контролем электронной системы управления с возможностью интеграции в бортовую сеть при помощи шины CAN. Рассмотрен пример замещения с помощью предлагаемого трансформирующего механизма коробки перемены передач и раздаточной коробки трелевочного гусеничного трактора 3-го тягового класса. В двухпоточном исполнении агрегат заменяет гидромеханическую трансмиссию с использованием гидрообъемной передачи в параллельном потоке мощности. Описанные схемные решения могут применяться и в других лесохозяйственных машинах, в сельскохозяйственных и промышленных тракторах, дорожно-строительной технике, а также в гусеничных и колесных машинах с разным числом ведущих мостов. Приводятся примеры кинематических схем АКПП для гусеничного трактора 3-го тягового класса и основные соотношения, определяющие особенности кинематики, силового и мощностного баланса трансформирующего механизма.

Ключевые слова: гусеничный трактор, двухпоточная трансмиссия, управление буксованием, дисковая фрикционная муфта

Ссылка для цитирования: Добрецов Р.Ю., Григорьев И.В. Квазибесступенчатые трансмиссии для лесных гусеничных машин // Лесной вестник / Forestry Bulletin, 2018. Т. 22. № 1. С. 68–77.
DOI: 10.18698/2542-1468-2018-1-68-77

В трансмиссиях современных и перспективных тракторов и других лесных гусеничных машин применяется гидрообъемная передача (ГОП), установленная либо параллельно механической ступенчатой коробке передач, либо в основном потоке мощности. Управление переключением передач при наличии механической ветви трансмиссии, как правило, автоматизировано.

Применение ГОП в основном потоке мощности сопровождается значительными потерями энергии, так как коэффициент полезного действия ГОП существенно зависит от режима работы передачи. Поэтому получают распространение схемы трансмиссий, в которых ГОП находится в параллельном потоке мощности, а в основном располагается механическая коробка передач.

При выборе параметров трансмиссии, кинематической схемы коробки передач и концепции системы управления исходят из необходимости обеспечить переключение передач без разрыва потока мощности и без ступенчатого изменения передаточного отношения. При этом коэффициент полезного действия трансмиссии должен быть по крайней мере выше, чем у ГОП, работающей в эквивалентной однопоточной трансмиссии

[1–3]. Шасси гусеничного трактора 3-го тягового класса используется при создании трелевочных тракторов, специальных пожарных и лесохозяйственных машин. Изложенные подходы применимы и к шасси сельскохозяйственных тракторов и дорожно-строительной техники на их основе.

Использование ГОП в составе двухпоточной трансмиссии позволяет реализовать основные достоинства ГОП при достижении удовлетворительной экономичности трансмиссии в целом [1–3]. В такой трансмиссии предусмотрено разветвление потока мощности. Основной поток идет через ветвь, содержащую автоматизированную или автоматическую ступенчатую коробку передач; в параллельной ветви находится ГОП. Алгоритм совместного использования ветвей строится исходя из условия получения КПД трансмиссии, превышающего по значению КПД собственно ГОП. В качестве примера реализации двухпоточной трансмиссии с ГОП можно привести трактор Favorit 926 Vario [1]. Тракторы с ГОП в составе двухпоточной трансмиссии занимают свой сегмент рынка сельскохозяйственной техники.

ГОП — механизм высокотехнологичный, стоимость его производства высока. Российским

производителям трудно конкурировать с зарубежными. Представляет интерес замена ГОП на другой бесступенчатый трансформатор крутящего момента (например, фрикционную дисковую муфту с управляемым буксованием) или переход к использованию электродвигателя и к концепции гибридной двухпоточной трансмиссии.

Путем анализа российского рынка тракторов, технологических и экономических аспектов их производства для конкретного индустриального партнера (ОАО «Петербургский тракторный завод») выявлена целесообразность использования ступенчатой вальной автоматизированной или автоматической коробки перемены передач (АКПП) с управлением переключением передач с помощью дисковых фрикционных элементов управления (ФЭУ). Переключение осуществляется либо по командам оператора, либо под контролем автоматической системы управления, с помощью гидравлического привода.

Такой подход позволит использовать имеющиеся производственные мощности изготовителя и при этом заложить в конструкцию возможность совершенствования системы управления (вплоть до работы в составе роботизированного комплекса точного земледелия).

Литературные источники по данной тематике можно подразделить на следующие группы.

1. Фундаментальные труды по вопросам теории, расчета и конструирования трактора, например источники [1, 4–7]. Отдельные положения работ [4–7] можно признать устаревшими, но базовые методы проектирования элементов трансмиссии изложены в них во всей полноте, их использование целесообразно и на современном этапе.

2. Фундаментальные труды в области основ земледелия и сельскохозяйственного производства, позволяющие оценить рациональность предлагаемых при проектировании трактора технических решений в контексте потребностей конечного владельца техники и в экологическом аспекте [8–10].

3. Фундаментальные работы в отрасли транспортного машиностроения, например [11–13], содержащие описание концепций и технологий, применимых при работе над двухпоточными трансмиссиями тяговых и транспортных машин, апробированные методы расчета и т. п.

Анализ указанных литературных источников позволил сформулировать основные положения данной работы:

– нет оснований отказываться от использования в составе трансмиссий трактора и дорожно-строительных машин, выпускаемых на основе шасси трактора, вальной ступенчатой АКПП;

– при разбивке передач надлежит максимально учитывать адаптивность современного теплого

двигателя и уделять внимание технологическим потребностям заказчика (агротехнического комплекса, дорожно-строительной или нефтегазовой отрасли), в связи с чем целесообразно разрабатывать семейство АКПП, технологически максимально родственных, но адаптируемых под конкретный двигатель и рассчитанных на определенные условия эксплуатации;

– трансмиссия (по крайней мере, трансформирующий механизм в ее составе) перспективного трактора должна выполняться по двухпоточной схеме, с возможностью обеспечить плавное изменение крутящего момента в пределах ступени;

– базовые методы расчета и конструирования тракторостроения целесообразно комбинировать с опытом и технологиями транспортного машиностроения.

Цель работы

С учетом потребностей индустриального партнера, цель данной работы — предложить схемное решение по трансформирующему механизму на базе вальной коробки передач, обеспечивающего плавное изменение крутящего момента в пределах ступени и переключение передач без разрыва потока мощности. Валы АКПП должны иметь минимальный осевой габарит; гамма передаточных отношений АКПП должна изменяться гибко (в частности, должна воспроизводиться гамма передаточных отношений АКПП предшествующей серийной модификации).

Методы и объекты исследования

Удовлетворяющее требованиям техническое решение при анализе литературы и патентных материалов найдено не было. Изучение фундаментальных работ [1, 4–7, 11–13] показало, что, используя методическую базу теории, расчета и конструирования транспортных машин, можно выделить подлежащие определению основные параметры и создать математические модели для описания новых, содержащих фрикционные муфты с управляемым буксованием, двухпоточных трансмиссий тракторов. Другая задача — формирование методики определения передаточных отношений АКПП с учетом ограничений, накладываемых особенностью конструкции.

Анализ литературных источников позволил прийти к выводу, что перечисленные задачи в теоретическом плане не решены. Без их решения конструирование новой АКПП представляется чрезмерно затратным, что определяет актуальность прикладных исследований.

В работе [14] предложены варианты кинематических схем двухпоточных трансмиссий, в которых АКПП, фрикционная муфта и суммирующий ряд выполняются как отдельные узлы

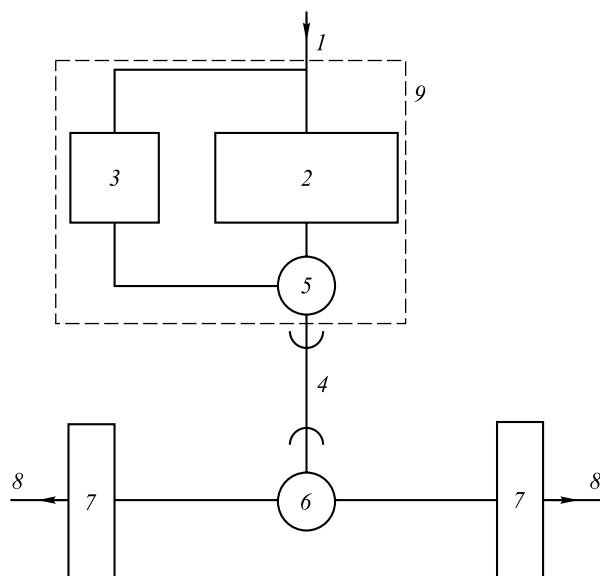


Рис. 1. Обобщенная схема двухпоточной трансмиссии колесного трактора (условно показан привод на один мост): 1 — подвод мощности от двигателя; 2 — АКПП; 3 — фрикционный механизм; 4 — карданная передача; 5 — суммирующий планетарный ряд; 6 — механизм распределения мощности; 7 — колесный редуктор; 8 — отвод мощности к ведущим колесам

Fig. 1. A general scheme of a double-flow transmission in a wheeled tractor (the drive is conventionally shown per one bridge): 1 — power supply from the engine; 2 — automatic transmission; 3 — friction mechanism; 4 — gimbal transmission; 5 — summing planetary series; 6 — power distribution mechanism; 7 — wheel reducer; 8 — power outlet to the driving wheels

(рис. 1). Преимуществом такого решения является возможность использования АКПП любой конструкции, главным недостатком — проблемы с компоновкой дополнительных узлов на шас-

си трактора. Предлагается объединить эти узлы (см. рис 1), интегрировав их в АКПП новой конструкции. Такая АКПП может быть выполнена с соблюдением габаритных и присоединительных размеров прототипа.

Результаты и обсуждение

В основе предлагаемой конструкции лежит концепция семейства АКПП с параллельными грузовыми валами. Пример такой схемы в упрощенном виде приведен на рис. 2. Данное решение относится к семейству кинематических схем (табл. 1). Особенности устройства и работы конструкции поясним на примере рис. 2.

АКПП содержит один ведущий и пять ведомых валов. Ведомые валы связаны между собой шестернями суммирующего редуктора. На ведущем валу расположены три ФЭУ, на каждом ведомом — по одному.

АКПП имеет три степени свободы. Для включения передачи одновременно должны быть задействованы два элемента управления (по одному на каждом используемом валу). Поэтому таблица включений ФЭУ для понимания принципа работы АКПП не требуется. Поток мощности идет через ведущий вал и один из ведомых валов, сумматор. При переключении передач допускается одновременная работа двух ведомых валов (имеющееся кинематическое рассогласование компенсируется буксованием ФЭУ).

Ожидаемые преимущества предлагаемых схем:

- короткие, жесткие валы с минимальным числом ФЭУ;
- простая, симметричная кинематическая схема;

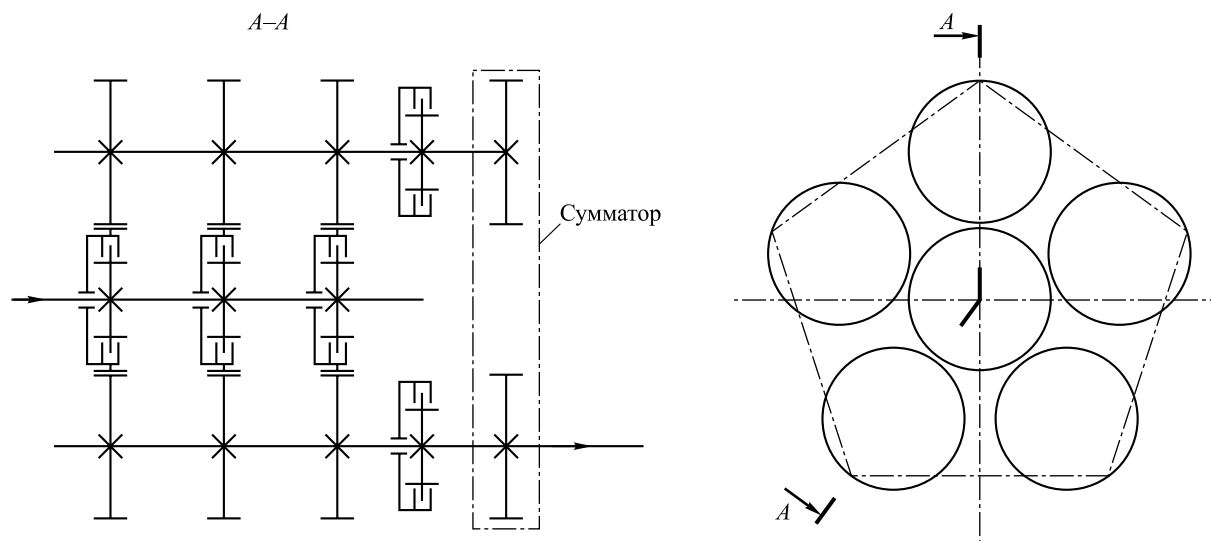


Рис. 2. Упрощенная кинематическая схема автоматизированной коробки передач (табл. 1, вариант 9)

Fig. 2. Simplified kinematic scheme of the automated gearbox (table 1, version 9)

Т а б л и ц а 1
Семейство кинематических схем АКПП с тремя степенями свободы
Family of kinematic schemes of automatic transmission with three degrees of freedom

Вариант	Число ФЭУ на ведущем валу k	Число грузовых валов n	Число режимов работы Z	Общее число ФЭУ Y	Общее число валов N
1	2	2	4	4	3
2	2	3	6	5	4
3	2	4	8	6	5
4	2	5	10	7	6
5	2	6	12	8	7
6	3	2	6	5	3
7	3	3	9	6	4
8	3	4	12	7	5
9	3	5	15	8	6
10	3	6	18	9	7
11	4	2	8	6	3
12	4	3	12	7	4
13	4	4	16	8	5
14	4	5	20	9	6
15	4	6	24	10	7

- компактность;
- широкие возможности варьирования передаточных отношений режимов;
- передаточные отношения режимов не зависят друг от друга;
- возможность унифицировать ведомые валы, большинство деталей и узлов;
- возможность применять с гидродинамической передачей и любым двигателем, устанавливая согласующий редуктор на входе и корректируя передаточное отношение сумматора;
- любой ведомый вал можно использовать для получения группы передач заднего хода и (при установке дополнительного ФЭУ, связанного

с ведущим валом) для создания двухпоточной трансмиссии.

В последнем случае вместо ГОП предлагается применять более дешевый, но функционально конкурентоспособный фрикционный механизм [15–17].

Ожидаемые недостатки:

- на каждой передаче включен ФЭУ на ведомом валу (включение целесообразно осуществлять без нагрузки);
- валы закомпонованы в объеме картера, картер старой конструкции использовать нельзя;
- наличие сумматора;
- число передач заднего хода целесообразно делать равным числу передач, получаемом на одном валу;
- при работе АКПП (за исключением холостого хода) ведомые валы постоянно вращаются;
- затруднен доступ к ФЭУ ведущего вала при ремонте.

Передаточное отношение на выбранном режиме работы

$$u = \omega_0 / \omega_x = u_{\Sigma} \sum_{k=1}^p (u_{jxk} h_{jxk})$$

Здесь ω_0 , ω_x — угловая скорость соответственно ведущего и ведомого валов;

u_{Σ} — передаточное отношение сумматора, в

общем случае $u_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n (u_{\Sigma i} h_{\Sigma i})$;

u_{jxk} — передаточные отношения для зацепления грузовых валов с промежуточным ($k = 1, p$, в рассматриваемом примере $p = 5$);

h_{jxk} — коэффициент, принимающий значение 1, если на данном режиме используется пара шестерен с индексом jx , или 0, если пара не используется.

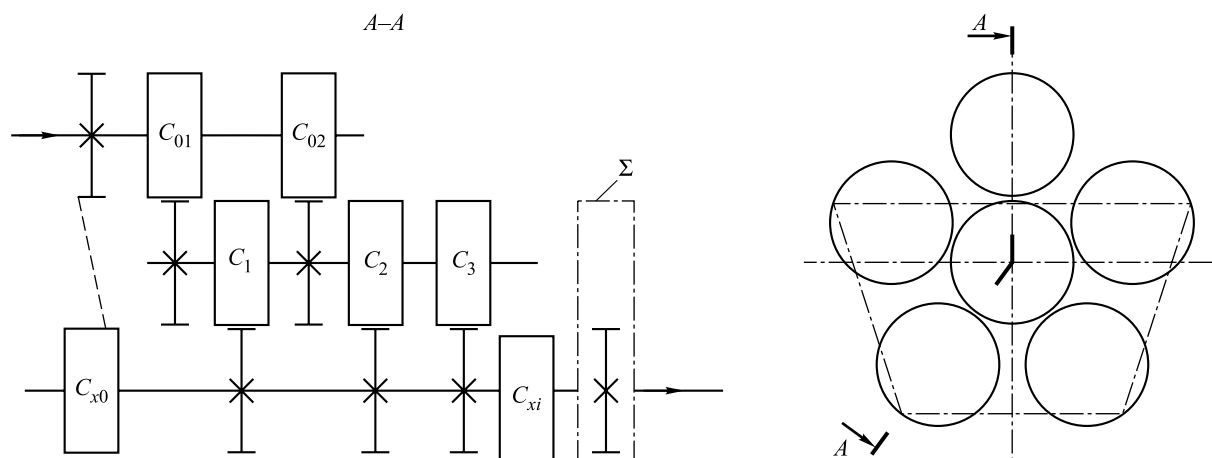


Рис. 3. Упрощенная кинематическая схема двухпоточной АКПП: C_{01} и C_{02} , $C_{1...3}$, C_{xi} и C_{x0} — дисковые муфты соответственно на входном, промежуточном, используемом грузовом валах; Σ — суммирующий редуктор

Fig. 3. Simplified kinematic scheme of a two-stream automatic transmission: C_{01} and C_{02} , $C_{1...3}$, C_{xi} and C_{x0} — disc clutches respectively on the input, intermediate, used cargo shafts; Σ — summing reducer

Обозначим через N_0 число ФЭУ на ведущем валу.

Для кинематических схем семейства выполняются следующие соотношения:

– число режимов работы: $Z = N_0 p$;

– число ФЭУ: $Y = N_0 + p$;

– число валов в АКПП при простейшей конструкции суммирующего редуктора: $N = p + 1$.

Применение АКПП, построенных на основе группы схем по табл. 1, может быть рациональным при относительно небольшом числе режимов работы. Сохраняя изложенные принципы построения схем, предлагаем ввести дополнительный промежуточный вал и увеличить число степеней свободы АКПП до четырех.

На рис. 3 приведена упрощенная кинематическая схема АКПП, реализующей 18 режимов работы. Используется восемь дисковых ФЭУ. При работе АКПП мощность передается с входного вала через муфту C_{01} или C_{02} и связанную с муфтой пару шестерен на промежуточный вал. Коробка имеет четыре параллельных грузовых вала. Используемый на данном режиме работы грузовой вал соединяется с суммирующим редуктором Σ через включенную муфту C_{xi} ($i = 1, n$ — номер грузового вала; в приведенном на рис. 3 примере $n = 4$). Мощность передается на используемый грузовой вал через муфту C_1, C_2 или C_3 и соответствующую пару шестерен. Далее мощность передается на выходной вал через суммирующий редуктор. В простейшем случае выходным валом является один из грузовых валов, а суммирующий редуктор представляет собой блок шестерен с осями, неподвижными в пространстве. Таким образом, АКПП при использовании в таком режиме имеет четыре степени свободы. Параллельных потоков мощности в АКПП нет.

В табл. 2 приведены параметры семейства схем, для которого имеют место следующие зависимости.

Передаточное отношение на выбранном режиме работы

$$u = \omega_0 / \omega_x = \\ = [u_{01} h_{01} (u_{1x1} h_{1x1} + u_{1x2} h_{1x2} + \dots) + \\ + u_{02} h_{02} (u_{2x1} h_{2x1} + u_{2x2} h_{2x2} + \dots)] u_{\Sigma} \cdot \\ = u_{\Sigma} \sum_{j=1}^m u_{0j} h_{0j} \left(\sum_{k=1}^p (u_{jxk} h_{jxk}) \right).$$

Здесь u_{0j} — передаточное отношение для одной из $j = 1, m$ пар шестерен, связывающих ведущий вал с промежуточным (в рассматриваемом примере $m = 2$);

h_{0j} — коэффициент, принимающий значение 1, если на данном режиме используется пара шестерен с индексом $0j$, или 0, если пара не используется.

Таблица 2

Семейство АКПП с четырьмя степенями свободы при числе режимов работы $Z \leq 36$
The family of automatic transmission with four degrees of freedom with the number of operating modes $Z \leq 36$

Вариант	m	p	n	Z	Y	N
1	2	2	2	8	6	4
2	2	2	3	12	7	5
3	2	2	4	16	8	6
4	2	2	5	20	9	7
5	2	3	2	12	7	4
6	2	3	3	18	8	5
7	2	3	4	24	9	6
8	2	3	5	30	10	7
9	2	4	2	16	8	4
10	2	4	3	24	9	5
11	2	4	4	32	10	6
12	2	4	5	40	11	7
13	3	3	2	18	8	4
14	3	3	3	27	9	5
15	3	3	4	36	10	6
16	3	3	5	45	11	7
17	3	4	2	24	9	4
18	3	4	3	36	10	5

Число режимов работы: $Z = mpn$.

Число ФЭУ: $Y = m + p + n$.

Число валов в АКПП при простейшей конструкции суммирующего редуктора: $N = n + 2$.

Если семейство схем представить как планарный граф, можно заметить, что наибольшее число режимов работы при минимальном числе ФЭУ и валов даст решение, при котором реализуется «троичное ветвление» в вершинах графа: на ведущем и промежуточном валу располагается по три ФЭУ, число грузовых валов (и, соответственно, число муфт C_{xi}) также равно трем.

В данной работе при выборе схем использованы дополнительные ограничения: достаточное число режимов работы должно быть получено при минимальной длине валов и наименьшем возможном числе ФЭУ. Дополнительное ограничение накладывается также особенностью схемы: передачи заднего хода целесообразно размещать на одном грузовом валу.

Кинематическая схема выбранного варианта показана на рис. 4. Данная схема позволяет реализовать 18 режимов работы. Для рассматриваемого примера шасси трелевочного трактора 3-го тягового класса характерно наличие десяти режимов работы на передачах прямого хода и пяти — на заднем ходу. Для реализации пяти передач заднего хода требуется выделить по крайней мере один грузовой вал. Поэтому выбрана схема с тремя грузовыми валами. Три режима работы АКПП не будут задействованы.

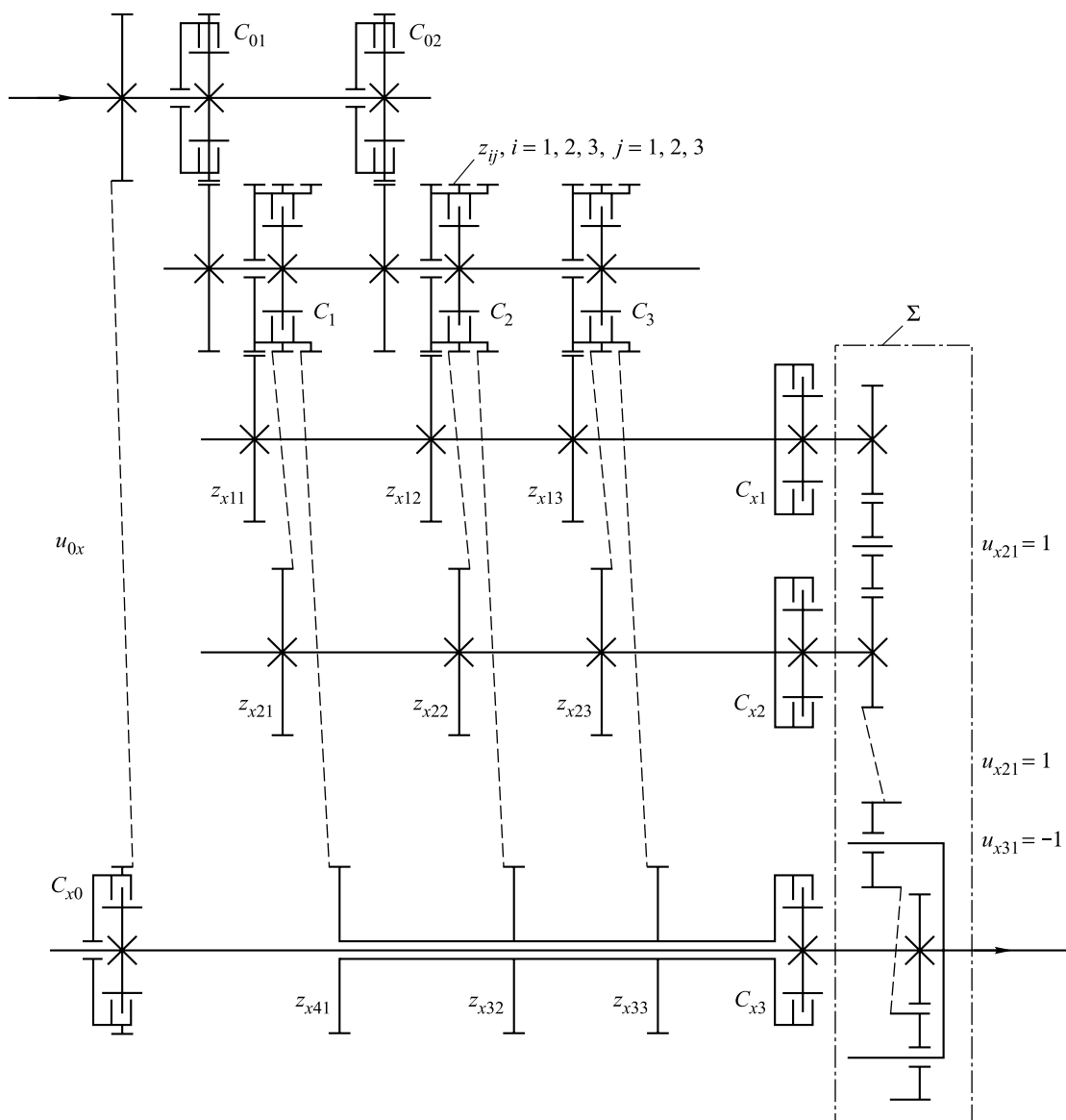


Рис. 4. Кинематическая схема двухпоточной АКПП, развернутая на плоскости: C — фрикционная муфта; z — число зубьев; u — передаточное отношение

Fig. 4. Kinematic scheme of a dual-flow automatic transmission deployed on the plane: C — friction clutch; z — the number of teeth; u — the gear ratio

Поскольку переключение передач в АКПП предполагается автоматизировать, нет смысла сохранять исходную разбивку передач и жертвовать отдельными режимами. Из предложенного набора схем целесообразнее реализовать варианты с 24 режимами работы, используя при разбивке передач шаг геометрической прогрессии, близкий к 1,10–1,12. Такое решение позволит улучшить условия работы двигателя, при этом габариты и масса АКПП изменятся незначительно.

Следует отметить, что современные двигатели с электронным управлением впрыском топлива имеют существенно большую приспособляемость по величине крутящего момента, чем двигатели старых моделей. Методически целесообразно уже рассматривать методы разбивки

передач, учитывающие работу двигателя и многоступенчатой АКПП в комплексе.

При выборе числа зубьев можно ориентироваться или на получение заданной гаммы передаточных отношений (при этом число зубчатых венцов, связанных с ФЭУ промежуточного вала, возрастает), или на минимизацию числа таких шестерен (что упростит конструкцию и даст снижение массы АКПП). Обязательным условием является соблюдение постоянства межосевого расстояния для каждой пары шестерен на промежуточном и соответствующем грузовом валах.

При ориентации на воспроизведение исходной гаммы передаточных отношений удалось получить погрешность не более 5% (корректирование зубчатых колес не предусмотрено) (табл. 3).

Т а б л и ц а 3
Режимы работы АКПП и использование
ФЭУ C_{x2}

Modes of automatic transmission and use of photomultiplier C_{x2}

Режим	Исходное передаточное отношение	Передаточное отношение в новой АКПП	Погрешность, %	Включаемые ФЭУ		
				C_{01}	C_1	C_{x1}
1	2,95	2,90	1,75	C_{01}	C_1	C_{x1}
2	1,87	1,92	-2,40	C_{01}	C_1	C_{x1}
3	1,19	1,21	-2,23	C_{01}	C_1	C_{x1}
4	0,74	0,75	-0,80	C_{01}	C_2	C_{x2}
5	0,47	0,49	-4,73	C_{01}	C_2	C_{x2}
6	3,44	3,56	-3,25	C_{01}	C_2	C_{x1}
7	2,18	2,21	-1,01	C_{01}	C_2	C_{x1}
8	1,39	1,43	-2,80	C_{01}	C_2	C_{x1}
9	0,87	0,91	-4,52	C_{02}	C_3	C_{x2}
10	0,55	0,57	-4,34	C_{02}	C_3	C_{x2}
11	3,08	3,06	0,53	C_{02}	C_1	C_{x3}
12	1,95	1,91	2,10	C_{02}	C_1	C_{x3}
13	1,24	1,25	-0,59	C_{02}	C_3	C_{x3}
14	0,78	0,77	0,10	C_{02}	C_3	C_{x3}
15	0,49	0,49	-0,97	C_{02}	C_3	C_{x3}

При альтернативном подходе возможно использование всего трех венцов на промежуточном валу, что упрощает конструкцию, снижает массу и габариты АКПП.

Степень автоматизации АКПП может быть различной, однако для обеспечения корректной работы предпочтительнее использовать электронную систему управления. Это обеспечит, в частности, возможность интеграции АКПП в бортовую сеть трактора с помощью технологии CAN, т. е. в перспективе — возможность применения на шасси беспилотного трактора, интегрированного в систему точного земледелия. Допускается и автоматизированное управление переключением передач, когда моменты переключения выбирает водитель.

На базе описываемой схемы можно реализовать двухпоточный трансформирующий механизм. Для этого на грузовом валу, используемом для получения передач заднего хода, устанавливается муфта C_{x0} , связанная с ведущим валом через зубчатую передачу с передаточным отношением u_{0x} . В данной точке происходит разветвление потока мощности.

Муфта C_{x0} работает в режиме управляемого буксования под контролем замкнутой (следящей) системы управления [15–17]. Прототипом предлагается выбрать систему управления механизма поворота гусеничной машины [16] и механизма распределения мощности [18], разработанного для автомобиля.

Суммирование потоков мощности осуществляется в суммирующем редукторе, дополненном планетарным рядом (см. рис. 4).

Для обеспечения управляемого буксования дисков в составе муфты C_{x0} может использоваться широтно-импульсная модуляция управляющего давления в гидравлическом приводе. Такой подход к управлению гидравлическим приводом дискового ФЭУ изучен применительно к гусеничным и колесным машинам [19, 20].

При определении передаточного отношения межколесного механизма распределения мощности автомобиля рассматривается согласование радиусов кинематического и силового поворота [18]. В нашем случае через параллельную ветвь трансмиссии должен передаваться дополнительный момент, равный разности моментов на смежных передачах. Для схемы, представленной на рис. 1, имеем

$$M^* = M_l - M_{l+1} = M_0 (u_l - u_{l+1}) = M_0 u_{l+1} (u_l / u_{l+1} - 1).$$

Здесь M_l , M_{l+1} , M_0 — моменты на смежных передачах и на входе в АКПП ($M_l > M_{l+1}$);

u_l , u_{l+1} — передаточные отношения на смежных передачах в коробке передач;

$l = \overline{1, L}$ — номер передачи, где L — число передач. При разбивке передач по геометрической прогрессии знаменатель прогрессии может быть принят равным $q = u_l / u_{l+1}$.

Поскольку нецелесообразно иметь L ступеней в редукторной части параллельной ветви, момент выбирается из условия $\max \{M_l^*\}$, $l = \overline{1, L}$. Формально этому соответствует $l = 1$. Тогда передаточное отношение механизмов распределения мощности (МРМ) определяется по зависимости

$$u_{0x} = u_2 (u_1 / u_2 - 1) \geq 1.$$

Для рассматриваемого случая получаем значение, близкое к единице.

При относительной простоте кинематических схем рассмотренное семейство АКПП обладает хорошими перспективами для практического применения, так как позволяет получить достаточное число режимов работы для трактора или дорожно-строительной машины, погрузчика и вписывается в концепцию модульного построения трансмиссии; технологической базой служит серийный прототип.

Использование параллельного потока дает дополнительные преимущества:

– уменьшение числа переключений на поверхности с непостоянным коэффициентом сопротивления движению (например, типичное движение по полю поперек прошлогодних борозд);

– квазибесступенчатое переключение передач без ГОП.

При кинематическом и силовом анализе двухпоточной АКПП целесообразно применять методику, апробированную на механизмах поворота и распределения мощности [21, 22]. Такая методика нехарактерна для тракторостроения. Для изготовления деталей и узлов параллельной ветви желательнее использовать материалы и технологии, разработанные для военных гусеничных машин [11], что позволит повысить надежность и долговечность работы механизма.

Проектировочные и поверочные расчеты других деталей и узлов АКПП (зубчатые колеса, валы, подшипники и т. д.) целесообразно проводить, используя традиционные методики [1, 4, 11].

Выводы

1. Предложена схема трансформирующего механизма, способного заменить серийную коробку передач и при сохранении исходной гаммы передаточных отношений и принципа переключения без разрыва потока мощности обеспечить практически бесступенчатое изменение крутящего момента на выходном валу.

2. Передаточное отношение и нагрузки на детали предлагаемого механизма можно определить из условия необходимости перекрытия разрыва по значению момента между второй и третьей передачами в АКПП. Выявлены ограничения, сужающие возможности по варьированию значений передаточных отношений ступеней.

3. Достаточно широкие возможности по варьированию значений передаточных отношений для предлагаемой схемы коробки передач позволяют обеспечить создание модельного ряда конструктивно сходных изделий с большим процентом унификации деталей или перейти к концепции модельного построения трансформирующего механизма, при которой его адаптация к конкретному шасси осуществляется за счет изменения передаточного числа входного редуктора.

4. При серийном изготовлении узлов трансмиссии возможно использование материалов и технологий, разработанных на 2017 г., для нужд военно-промышленного комплекса России.

Список литературы

[1] Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: учебник. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
 [2] Самородов В.Б., Бондаренко А.И. Результаты математического моделирования трансмиссии Fendt Varjo колесных тракторов 900 серии // Вестник НТУ «ХПИ». Сер. Автомобиле- и тракторостроение, 2011. № 56. С. 58–95.
 [3] Самородов В.Б., Рогов А.В., Бурлыга М.Б., Самородов Б.В. Критический обзор работ в области тракторных гидрообъемно-механических трансмиссий // Вестник

НТУ «ХПИ». Сер. Автомобиле- и тракторостроение, 2003. № 4. С. 3–19.
 [4] Ксенович И.П., Гуськов В.В., Бочаров Н.Ф., Атаманов Ю.Е., Тарасик В.П., Разумовский М.А. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет: учебник / под общ. ред. И.П. Ксеновича. М.: Машиностроение, 1991. 544 с.
 [5] Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М.: Агропромиздат, 1986. 383 с.
 [6] Шувалов Е.А., Бойков А.В., Добряков Б.А., Пантюхин М.Г. Теория и расчет трактора «Кировец». Л.: Машиностроение, 1980. 208 с.
 [7] Шувалов Е.А. Повышение работоспособности трансмиссий тракторов. Л.: Машиностроение, 1986. 126 с.
 [8] Основы технологии сельскохозяйственного производства. Земледелие и растениеводство / под ред. В.С. Никляева. М.: Былина, 2000. 555 с.
 [9] Щепашенко Г.Л., Хазова Е.Г., Баркова Л.И. Почвоведение с основами земледелия. М.: Почвенный институт им. В.В. Докучаева, 1993. 258 с.
 [10] Куляшов А.П., Колотилин В.Е. Экологичность движителей транспортно-технологических машин. М.: Машиностроение, 1993. 288 с.
 [11] Расчет и конструирование гусеничных машин: учебник / под ред. Н.А. Носова. Л.: Машиностроение, 1972. 559 с.
 [12] Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448 с.
 [13] Шеломов В.Б. Теория движения многоцелевых гусеничных и колесных машин. Тяговый расчет криволинейного движения. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. 90 с.
 [14] Дидиков Р.А., Добрецов Р.Ю., Гальшев Ю.В. Варианты кинематической схемы двухпоточной трансмиссии перспективного трактора с автоматизированной коробкой передач // Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы: Матер. VI Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием, посвященной 70-летию Рубцовского индустриального ин-та, Рубцовск, 24–25 ноября 2016 г. / под ред. О.А. Михайленко, Г.А. Обуховой. Рубцовск: Рубцовский индустриальный ин-т, 2016. С. 113–120.
 [15] Гальшев Ю.В., Добрецов Р.Ю., Поршнев Г.П., Художков С.И. Исследования и разработки ученых СПбГПУ в области оборонной техники (по материалам IX Междунар. выставки вооружения, военной техники и боеприпасов) // Науч.-техн. ведомости СПбГПУ. Сер. Наука и образование, 2014. № 1. С. 26–32.
 [16] Гальшев Ю.В., Григорьев А.П., Добрецов Р.Ю., Лозин А.В. Замкнутые системы управления поворотом гусеничных машин (= Closed-loop control system for tracked vehicle steering) // Науч.-техн. ведомости СПбГПУ. Сер. Наука и образование, 2014. № 3 (202). С. 201–208.
 [17] Добрецов Р.Ю. Фрикционный механизм поворота двухпоточных трансмиссий гусеничных машин // Изобретатели в инновационном процессе России: Матер. Всерос. науч.-практ. конф. с междунар. участием, Санкт-Петербург, 20–21 декабря 2013 г. / под ред. Ю.Г. Попова, А.Г. Семенова. СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2014. С. 121–124.
 [18] Дидиков Р.А., Добрецов Р.Ю. К вопросу о выборе кинематических схем шестеренчатых МРМ // Автомобильная промышленность, 2014. № 9. С. 12–14.
 [19] Бойков А.В., Григорьев А.П., Русинов Р.В. К методу оценки частоты импульсного управления поворотом гусеничной машины // Рабочие процессы компрессоров и установок с ДВС: Межвузовский сб. / под ред. Ю.С. Васильева. Л.: ЛПИ, 1987. С. 73–78.
 [20] Дидиков Р.А., Добрецов Р.Ю., Русинов Р.В. О возможности применения гидравлического привода в механизме

- распределения мощности // Вестник ААИ, 2016. № 5 (100). С. 30–32.
- [21] Шеломов В.Б., Добрецов Р.Ю. Мощности двигателя и буксования фрикционного элемента механизма управления поворотом гусеничной машины // Науч.-техн. ведомости СПбГПУ. Сер. Наука и образование, 2010. Т. 2. № 2. С. 87–91.
- [22] Дидиков Р.А. Метод определения составляющих баланса мощности механизма распределения мощности в трансмиссии автомобиля // Вестник СибАДИ, 2016. № 4 (50). С. 61–63.

Сведения об авторах

Добрецов Роман Юрьевич — канд. техн. наук, доцент, профессор кафедры «Инжиниринг силовых установок и транспортных средств» ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет имени Петра Великого», dr-idpo@yandex.ru

Григорьев Игорь Владиславович — д-р техн. наук, профессор, профессор кафедры «Природобустройство» ФГБОУ ВО «Якутская государственная сельскохозяйственная академия», silver73@inbox.ru

Статья поступила в редакцию 17.10.2017.

PSEUDO VARIABLE POWERTRAIN FOR TRACKED FOREST VEHICLES

R. Yu. Dobretsov¹, I. V. Grigor'ev²

¹Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University, 29, Politekhnikeskaya, St. Petersburg, 195251, Russia

²Yakutsk State Agricultural Academy, 2, 3rd km, Sergelyakhsкое road, Yakutsk, 677077, Russia

dr-idpo@yandex.ru

A lineup of the kinematic schemes of gearboxes, allowing to obtain a large number of operating modes and to implement the principle of dual stream transmission of the tractor has been studied. A distinctive feature of the schemes is the existence of parallel output shafts. We proposed two groups of schemes, they are with the drive shafts from the truck directly from the drive shaft, and an intermediate shaft which, in turn, is connected to the drive shaft. The first group of schemes has three degrees of freedom, and second group has four degrees of freedom. The synthesis of other such groups of schemes is possible, which is the subject of a further research. The groups allow to obtain a sufficient number of modes to use for traction and transport machines. Such controls as disc friction clutch with hydraulic or electromechanical actuator are used. Powertrain allow for different levels of automation up to operation under the control of an electronic control system that can be integrated in the on-Board network with CAN bus. The article describes the case of substitution with the proposed transformation mechanism, the gearbox and transfer case skid plate tracked tractor 3 traction class. In two-threaded execution unit replaces the hydromechanical transmission using a hydrostatic transmission in parallel to the power flow. The described circuit solutions can be applied to other forestry machines, agricultural and industrial tractors, road-building machinery. The use of tracked and wheeled vehicles with different number of axles is also possible. The article provides examples of kinematic schemes of automatic transmissions for tracked tractors drawbar 3 class and the basic ratios that define the features of the kinematics, power and power balance of the automatic powertrain.

Keywords: tracked vehicles, split powertrain, slipping control, disk clutch

Suggested citation: Dobretsov R. Yu., Grigor'ev I. V. *Kvazibesstuppenchatye transmisiy dlya lesnykh gusenichnykh mashin* [Pseudo variable powertrain for tracked forest vehicles] *Lesnoy vestnik / Forestry Bulletin*, 2018, vol. 22, no. 1, pp. 68–77. DOI: 10.18698/2542-1468-2018-1-68-77

References

- [1] Sharipov V.M. *Konstruirovaniye i raschet traktorov* [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroenie [Mechanical Engineering] Publ., 2009, 752 p.
- [2] Samorodov V.B., Bondarenko A.I. *Rezultaty matematicheskogo modelirovaniya transmisiy Fendt Vario kolesnykh traktorov 900 serii* [Results of mathematical modeling of the Fendt Vario transmission of wheeled tractors of the 900 series]. Bulletin of the National Technical University Kharkov Polytechnic Institute. Iss. Automobile and tractor construction, 2011, no. 56, pp. 58–95.
- [3] Samorodov V.B., Rogov A.V., Burlyga M.B., Samorodov B.V. *Kriticheskiy obzor rabot v oblasti traktornykh gidroob'emno-mekhanicheskikh transmisiy* [A critical review of works in the field of tractor hydrovolume-mechanical transmissions]. Bulletin of the National Technical University Kharkov Polytechnic Institute. Iss. Automobile and tractor construction, 2003, no. 4, pp. 3–19.
- [4] Ksenevich I.P., Gus'kov V.V., Bocharov N.F., Atamanov Yu.E., Tarasik V.P., Razumovskiy M.A. *Traktory. Proektirovaniye, konstruirovaniye i raschet* [Tractors. Design, construction and calculation]. Moscow: Mashinostroenie [Mechanical Engineering] Publ., 1991, 544 p.
- [5] Skotnikov V.A., Mashchenskiy A.A., Solonskiy A.S. *Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya* [The fundamentals of the theory and calculation of the tractor and car]. Moscow: Agropromizdat Publ., 1986, 383 p.
- [6] Shuvalov E.A., Boykov A.V., Dobryakov B.A., Pantyukhin M.G. *Teoriya i raschet traktora «Kirovets»* [Theory and calculation of the tractor «Kirovets»]. Leningrad: Mashinostroenie [Mechanical Engineering] Publ., 1980, 208 p.
- [7] Shuvalov E.A. *Povysheniye rabotosposobnosti transmisiy traktorov* [Increase of working capacity of transmissions of tractors]. Leningrad: Mashinostroenie [Mechanical Engineering] Publ., 1986, 126 pp.

- [8] *Osnovy tekhnologii sel'skokhozyaystvennogo proizvodstva. Zemledelie i rasteniyevodstvo* [Bases of technology of agricultural production. Agriculture and plant growing]. Moscow: Bylina Publ., 2000, 555 p.
- [9] Shchepashchenko G.L., Khazova E.G., Barkova L.I. *Pochvovedenie s osnovami zemledeliya* [Soil science with the basics of farming]. Moscow: Soil Institute V.V. Dokuchaeva Publ., 1993, 258 p.
- [10] Kulyashov A.P., Kolotilin V.E. *Ekologichnost' dvizhiteley transportno-tekhnologicheskikh mashin* [Ecological propulsion of transport-technological machines]. Moscow: Mashinostroenie [Mechanical Engineering] Publ., 1993, 288 p.
- [11] *Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin* [Calculation and design of caterpillar machines]. Leningrad: Mashinostroenie [Mechanical Engineering] Publ., 1972, 559 p.
- [12] Zabavnikov N.A. *Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin* [Fundamentals of the theory of transport caterpillar vehicles]. Moscow: Mashinostroenie [Mechanical Engineering] Publ., 1975, 448 p.
- [13] Shelomov V.B. *Teoriya dvizheniya mnogotselevykh gusenichnykh i kolesnykh mashin. Tyagovyy raschet krivolinyeynogo dvizheniya* [The theory of motion of multi-purpose caterpillar and wheeled vehicles. Traction calculation of curvilinear motion]. SPb.: Publishing house of Polytechnic University Publ., 2013, 90 p.
- [14] Didikov R.A., Dobretsov R.Yu., Galyshev Yu.V. *Varianty kinematoicheskoy skhemy dvukhpotochnoy transmissii perspektivnogo traktora s avtomatizirovannoy korobkoy peredach* [Variants of the kinematic scheme of a double-stream transmission of a prospective tractor with an automated gearbox]. Modern techniques and technologies: problems, condition and prospects: Proceedings of the VI All-Russian Scientific and Practical Conference with international participation November 24–25, 2016, dedicated to the 70th anniversary of the Rubtsovsk Industrial Institute: Ed. OA Mikhaylenko, G.A. Obukhovoy. Rubtsovsk: Rubtsovsk Industrial Institute Publ., 2016, pp. 113–120.
- [15] Galyshev Yu.V., Dobretsov R.Yu., Porshnev G.P., Khudorozhkov S.I. *Issledovaniya i razrabotki uchenykh SPbGPU v oblasti oboronnoy tekhniki (po materialam IX-y mezhdunarodnoy vystavki vooruzheniya, voennoy tekhniki i boepripasov)* [Research and development of scientists of SPbSPU in the field of defense technology (based on the materials of the 9th international exhibition of weapons, military equipment and ammunition)]. Scientific and technical statements of SPbSPU. Iss. Science and Education, 2014, no. 1, pp. 26–32.
- [16] Galyshev Yu.V., Grigor'ev A.P., Dobretsov R.Yu., Lozin A.V. *Zamknutyie sistemy upravleniya povorotom gusenichnykh mashin = Closed-loop control system for tracked vehicle steering* [Closed loop control systems for tracked vehicles = Closed-loop control system for tracked vehicle steering]. Scientific and technical statements of SPbSPU. Iss. Science and Education, 2014, no. 3 (202), pp. 201–208.
- [17] Dobretsov R.Yu. *Friktsionnyy mekhanizm povorota dvukhpotochnykh transmissiy gusenichnykh mashin* [Frictional mechanism of rotation of double-stream transmissions of tracked vehicles]. Inventors in the innovation process in Russia: materials of the All-Russian (with International participation) scientific and practical conference. St. Petersburg, December 20–21, 2013, eds. Popova, A.G. Semenov. Saint-Petersburg: Publishing house of Polytechnic Univ., 2014, pp. 121–124.
- [18] Didikov R.A., Dobretsov R.Yu. *K voprosu o vybere kinematoicheskikh skhem shesterenchatykh MRM* [On the choice of kinematic schemes of gear-type MPM]. Automobile industry, 2014, no. 9, pp. 12–14.
- [19] Boykov A.V., Grigor'ev A.P., Rusinov R.V. *K metodu otsenki chastoty impul'snogo upravleniya povorotom gusenichnoy mashiny* [To the method of estimating the frequency of pulse control of the turn of a caterpillar]. Working processes of compressors and installations with ICE: interuniversity sat. Leningrad: LPI Publ., 1987, pp. 73–78.
- [20] Didikov R.A., Dobretsov R.Yu., Rusinov R.V. *O vozmozhnosti primeneniya gidravlicheskogo privoda v mekhanizme raspredeleniya moshchnosti* [On the possibility of using a hydraulic drive in the power distribution mechanism]. Vestnik AAI, 2016, no. 5 (100), pp. 30–32.
- [21] Shelomov V.B., Dobretsov R.Yu. *Moshchnosti dvigatelya i buksovaniya friktsionnogo elementa mekhanizma upravleniya povorotom gusenichnoy mashiny* [Power of the engine and skidding of the friction element of the mechanism for controlling the rotation of the tracked machine]. Scientific and technical statements of SPbSPU. Iss. Science and Education, 2010, v. 2, no. 2, pp. 87–91.
- [22] Didikov R.A. *Metod opredeleniya sostavlyayushchikh balansa moshchnosti mekhanizma raspredeleniya moshchnosti v transmissii avtomobilya* [Method for determining the components of the power balance of the power distribution mechanism in the vehicle transmission]. Bulletin of SibADI, 2016, no. 4 (50), pp. 61–63.

Authors' information

Dobretsov Roman Yur'evich — Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor of Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, dr-idpo@yandex.ru

Grigor'ev Igor' Vladislavovich — Dr. Sci. (Tech.), Professor of Yakut State Agricultural Academy, silver73@inbox.ru

Received 17.10.2017