

УДК 629.1.032.001

*Ю.В. Галышев, А.П. Григорьев,
Р.Ю. Добрецов, А.В. Лозин*

ЗАМКНУТЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ ГУСЕНИЧНЫХ МАШИН

*Y.V. Galyshev, A.P. Grigoriev,
R.Yu. Dobretsov, A.V. Lozin*

CLOSED-LOOP CONTROL SYSTEMS FOR TRACKED VEHICLE STEERING

Рассмотрен опыт работы над замкнутыми (слеящими) системами управления поворотом транспортных гусеничных машин. Особенностью систем является применение принципа широтно-импульсной модуляции управляющего давления в гидравлической системе привода многодискового фрикционного элемента управления. Проанализированы основные результаты проведенных исследований и опытно-конструкторских работ и перспективы развития этой тематики.

ГУСЕНИЧНАЯ МАШИНА; ЗАМКНУТАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПОВОРОТОМ; БУКСОВАНИЕ; ШИРОТНО-ИМПУЛЬСНАЯ МОДУЛЯЦИЯ; КОЭФФИЦИЕНТ ЗАПОЛНЕНИЯ.

The paper considers the past research experience on closed-loop systems for the tracked vehicle steering control. A distinctive feature of the system is implementation of PWM (pulse width modulation) for hydraulic pressure control of multi-disk brake and clutch actuators. The paper analyzes key findings of the conducted research, design experiments and development prospects.

TRACKED VEHICLE; CLOSED-LOOP STEERING CONTROL SYSTEM; SLIPPING; PULSE WIDTH MODULATION; FILL FACTOR.

Практические результаты в направлении повышения качества управления поворотом быстроходной гусеничной машины исследований очень важны для оборонной промышленности. Тема была представлена СПбГПУ на выставке RAE-2013 [1].

Помимо технических аспектов (повышение средней скорости движения машины, снижение расхода топлива, утомляемости водителя и требований к уровню его подготовки, автоматизация переключения передач [2] и др.), обострение необходимости внедрения отечественной замкнутой системы управления поворотом обусловлено успехами, которые достигнуты другими странами (Чехословакия, Китай), использующими близ-

кую по тактико-техническим характеристикам военную гусеничную технику. Кроме того, применение замкнутой системы управления поворотом делает возможным качественное дистанционное управление гусеничной машиной (в том числе и танком при решении боевых задач).

Имеющиеся на кафедре «Двигатели, автомобили и гусеничные машины» наработки позволяют перейти к реализации на современной элементной базе технических решений, апробированных на уровне стендовых испытаний и испытаний ходового макета. Помимо СПбГПУ, в России над решением сходных проблем работают специалисты МВТУ им. Н.Э. Баумана [3, 4 и др.], а также УКБТМ [2].

В России серийно выпускаются и состоят на вооружении быстроходные гусеничные машины, имеющие в составе трансмиссии бортовые коробки передач. Известные компоновочные преимущества, которые дает такое техническое решение, сопровождаются снижением управляемости машины [5, 6]. Не отказываясь от схемы с бортовыми коробками передач, повысить управляемость можно, реализовав двухпоточную трансмиссию с гидростатической передачей (ГСП), электрической машиной (ЭМ) или фрикционным механизмом поворота (ФМП) в параллельном потоке мощности. Последний вариант (рис. 1) был разработан в СПбГПУ. Однако недостатком таких решений являются высокая стоимость и сложность модернизированной трансмиссии.

Альтернатива — применение замкнутой системы управления поворотом. Величиной, по которой осуществляется обратная связь, служит, например, угловая скорость поворота машины. Объектами управления могут быть серийно выпускаемые агрегаты трансмиссии (например, бортовые коробки передач) или специально разработанные механизмы (в частности, фрикционный механизм поворота для двухпоточной трансмиссии). Затраты на модернизацию системы управления относительно невелики.

Цель нашей работы — экспериментально обосновать целесообразность применения замкнутой системы управления поворотом на быстроходной гусеничной машине.

Решаются задачи выбора параметров стенда, выработки методики испытаний и анализа результатов.

Для получения однозначной связи между положением органа управления (штурвал или традиционные рычаги) и угловой скоростью поворота машины необходимо контролировать буксование дисков фрикционных элементов управления в механизме поворота. Чтобы обеспечить такой контроль, нужно получить плавное и устойчивое изменение скорости буксования пакета дисков в зависимости от положения органа управления. Для этого использован принцип широтно-импульсной модуляции [7] давления в гидроцилиндрах буксующих элементов управления.

В механизмах с тремя степенями свободы (например, бортовые коробки передач) для получения режима работы требуется включить одновременно два фрикционных элемента управления. Но при теоретических исследованиях и стендовых испытаниях можно сделать допущение, что пробуксовывать при повороте с радиусом меньше расчетного (фиксированного) будет пакет дисков только одного элемента (того, который имеет меньший коэффициент запаса по передаваемому моменту).

Оценить мощность N_3 , рассеиваемую на буксующем элементе управления, можно по методике, представленной в работе [8]. Расчеты производятся для шасси основного танка с бортовыми коробками передач: масса $m = 42\ 000$ кг;

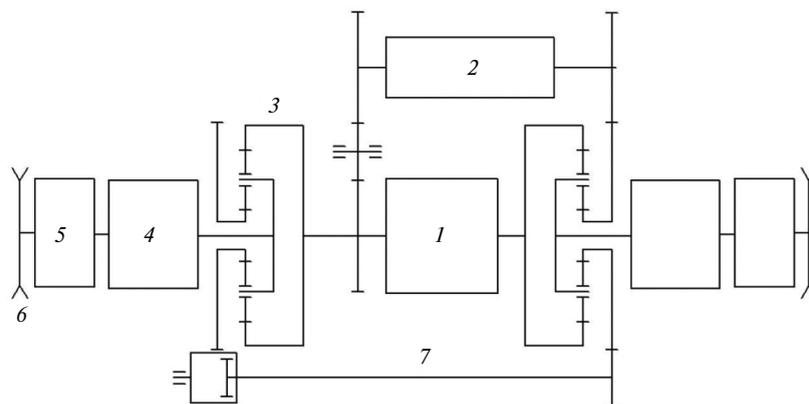


Рис. 1. Схема двухпоточной трансмиссии с фрикционным механизмом поворота: 1 — двигатель; 2 — ГСП, ЭМ или ФМП; 3 — суммирующий планетарный ряд; 4 — бортовая коробка передач; 5 — бортовая передача; 6 — ведущее колесо борта; 7 — межбортовая связь

длина опорной поверхности $L = 4,31$ м и ширина колеи $B = 2,80$ м; гамма передаточных отношений — 4,378; 2,159; 1,459; 1,000.

Расчетный режим движения машины выбирается на основании статистических данных ОАО «ВНИИ Трансмаш» [9, 10]. Для дальнейших расчетов приняты следующие значения величин: коэффициент сопротивления качению $f = 0,1$; коэффициент сопротивления повороту $\mu_{\max} = 0,5$; относительный радиус поворота $\rho = 10$, скорость движения $V = 7$ м/с. Понятие относительного радиуса поворота вводится как $\rho = R/B$, где R — радиус поворота машины, м.

Воспользуемся зависимостью $N_3 = (P_1 + u_0 P_2) \times (V_{1\phi} - V_1)$. Используются следующие обозначения: P_1 и P_2 — силы тяги на отстающей и забегающей гусеницах; u_0 — передаточное отношение механизма поворота при остановленном ведущем звене и полностью выключенном элементе управления (для случая бортовых коробок передач $u_0 = 0$); $V_{1\phi}$ и V_1 — фиксированная и текущая скорости отстающего борта [8]. Величины сил тяги определяются по традиционным расчетным зависимостям для случая поворота на горизонтальной поверхности без учета скольжения гусениц [5, 6]. В данном случае такое упрощение задачи допустимо. Фиксированная скорость отстающего борта рассчитывается по зависимости

$$V_{1\phi} = V_{\text{пр}} \frac{\rho_{\phi} - 0,5}{\rho_{\phi} + q_M}, \text{ м/с.}$$

В этом выражении $V_{\text{пр}}$ — скорость прямолинейного движения до входа в поворот; ρ_{ϕ} — относительный фиксированный радиус поворота; q_M — кинематический параметр механизма поворота (в рассматриваемом случае $q_M = 0,5$; при этом величины неуправляемого и свободного радиусов поворота совпадают).

Величина ρ_{ϕ} определяется гаммой передаточных чисел: $\rho_{\phi} = 0,5(u_{\phi} + 1)/(u_{\phi} - 1)$. Здесь передаточное отношение между бортами есть соотношение передаточных чисел в бортовых коробках на данном режиме поворота: $u_{\phi} = u_2/u_1$ [8].

Линейная скорость борта определяется кинематикой поворота [6]:

$$V_1 = V_{\text{пр}} \frac{\rho - 0,5}{\rho + q_M}, \text{ м/с.}$$

Для определения величины относительного радиуса неуправляемого поворота использована зависимость $\rho_H = \left(\frac{\mu_{\max}}{\mu_H} - 0,925 \right) / 0,15$. Здесь $\mu_H = 4q_M f B / L$ — величина коэффициента сопротивления повороту, соответствующая режиму неуправляемого поворота [8].

Характер изменения $N_3(\rho)$ показан на рис. 2. При расчетах учтено, что возможность поворота ограничена угрозой заноса. Из рис. 2 видно, что в зоне наиболее вероятного радиуса поворота на элементе управления рассеивается мощность, не превышающая 50 кВт. В тяжелых дорожных условиях эта величина приближается к 100 кВт (при повороте на второй передаче).

Отсюда следует, что мощность привода испытательного стенда, который позволит имитировать реальные режимы нагружения буксующего элемента управления, не должна быть менее 100 кВт.

Ожидаемая согласно расчетам, проведенным по аналогии с [11], частота регулирования, необходимая для устойчивой работы системы, находится в диапазоне 4–4,5 Гц.

Состав, структуру и принципы работы системы полученной в результате опытно-конструкторских работ для использования на гусеничной машине, поясним на схеме (рис. 3).

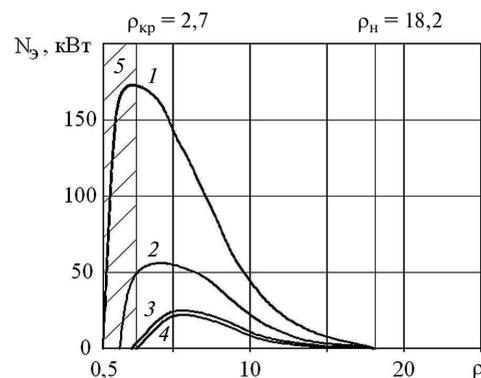


Рис. 2. Мощность, рассеиваемая на буксующем элементе управления в трансмиссии гусеничной машины при повороте с относительным радиусом меньше ρ_H .

Цифрами обозначено (отстающий борт/забегающий борт): 1 — остановочный тормоз / I передача; 2 — I передача / II передача; 3 — II передача / III передача; 4 — III передача / IV передача; 5 — зона заноса машины при скорости 7 м/с

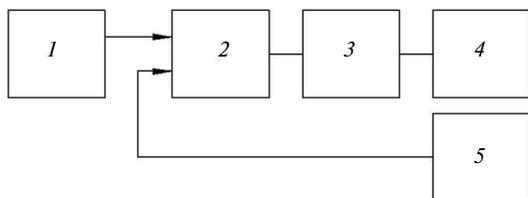


Рис. 3. Структура следящей системы управления поворотом, использующей широтно-импульсную модуляцию давления: 1 — задатчик; 2 — дифференциальный усилитель; 3 — широтно-импульсный модулятор; 4 — объект управления (фрикционный элемент управления); 5 — датчик обратной связи

Основными элементами системы являются задатчик 1, связанный с органом управления машиной, дифференциальный усилитель 2, модулятор давления 3, исполнительный орган 4 (в данном случае электромагнитный клапан в магистрали фрикционного элемента управления), датчик обратной связи 5.

При прямолинейном движении орган управления поворотом находится в исходном положении, сигналы задатчика 1 и датчика обратной связи 5 равны. Дифференциальный усилитель при равенстве сигналов на входе выдает на выходе нулевое напряжение, а на модулятор давления 3 выдается сигнал с нулевым коэффициентом заполнения (бесконечная скважность), то есть импульсы напряжения на входе модулятора отсутствуют. Электромагнит модулятора 3 обесточен, золотник находится в положении слива, элемент управления 4 выключен.

Для ввода машины в поворот водитель перемещает орган управления, что приводит к появлению сигнала ошибки на выходе дифференциального усилителя 2. Коэффициент заполнения сигнала на входе модулятора 3 становится близким или равным единице. Электромагнит модулятора включается и перебрасывает золотник в положение нагнетания. Происходит заполнение гидроцилиндра элемента управления и его включение.

Как только начнется замедление выходного вала механизма поворота, машина войдет в поворот. При этом сигнал ошибки с усилителя 2 снизится, что приведет к уменьшению значения коэффициента заполнения импульсов на входе модулятора 3. Модулятор 3 входит в режим модуляции и начинает попеременно подключать гидроцилиндр к магистрали нагнетания или сли-

ва. Далее наступит динамическое равновесие системы, и работающий элемент управления будет пробуксовывать с постоянной скоростью, осуществляя поворот с заданным радиусом.

Перемещение органа управления в обратную сторону приведет к уменьшению значения коэффициента заполнения до нуля. Элемент управления отключается, машина выходит из поворота.

Система управления описанной структуры применялась при работах над остановочными тормозами, механизмом поворота с бортовыми коробками передач и при разработке фрикционного механизма поворота. В разное время в работах над проблемой принимали участие кандидат технических наук профессор А.В. Бойков; кандидаты технических наук старший научный сотрудник А.П. Григорьев, доценты А.Д. Элизов и Н.Н. Демидов, доктора технических наук профессора В.Б. Шеломов и Р.В. Русинов, а также инженер И.П. Дубовиков, младший научный сотрудник В.В. Цветков и другие сотрудники кафедры «Колесные и гусеничные машины» ЛПИ — ЛГТУ.

В ходе работ были предложены варианты структуры системы управления и конструкция узла модулятора, проведен выбор основных параметров, созданы экспериментальный стенд и макетный образец системы для ходовых испытаний.

Кинематическая схема стенда, созданного на кафедре для исследования процесса управляемого буксования, показана на рис. 4.

Привод стенда осуществляется от трехфазного асинхронного электродвигателя 1 мощностью 125 кВт при 1450 об/мин. Управляемый фрикционный узел на стенде — это дисковый тормоз 5. Для включения тормоза используют бустер, в который подается масло из испытуемой системы управления давлением.

Для имитации инерционных масс машины, трансмиссии и ходовой части установлен маховик 3 с изменяемым моментом инерции. Вращение к маховику 3 передается от двигателя 1 через постоянно замкнутую фрикционную муфту 2. Понижающий редуктор 4 устанавливается за маховиком 3 и служит для получения требуемых скоростей буксования. За счет пробуксовки муфты 2 частота вращения вала 6 тормоза 5 может регулироваться. Задавание радиуса поворота на стенде сводится к регулированию частоты вращения вала 6 управляемого тормоза 5.

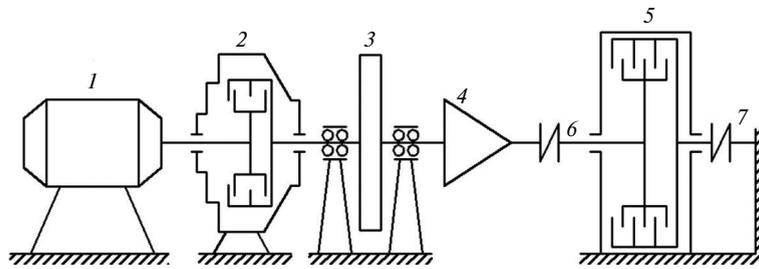


Рис. 4. Кинематическая схема стенда для испытаний ФЭУ и СУП: 1 — электродвигатель; 2 — фрикционная муфта для нагружения стенда; 3 — маховик; 4 — понижающий редуктор; 5 — испытываемый ФЭУ; 6 — входной вал муфты 5; 7 — тензометрический вал

На каждом из поддиапазонов по изменению радиуса поворота ($\rho_I \in (\infty; \rho_H]$; $\rho_{II} \in (\rho_H; \rho_\Phi]$) программа испытаний предусматривала проведение опытов для изучения реакции системы управления на различные виды воздействий через орган управления.

На каждом из режимов испытаний проверялось влияние на качество управления несущей частоты модуляции от 1–2 Гц (нижняя граница) до максимального уровня, который мог отработать исполнительный электрогидравлический элемент (при заданной глубине регулирования). Практически этот верхний уровень не превышал в опытах 15 Гц (при глубине регулирования 0,1–0,9).

В результате испытаний различных вариантов системы управления поворотом было установлено, что наиболее точно контролировать давление в гидроцилиндре элемента управления позволяет вариант замкнутой следящей системы с использованием широтно-импульсной модуляции управляющего давления в гидросистеме. Дополнительным преимуществом оказывается снижение величины пульсаций давления в гидроцилиндре.

Была экспериментально подтверждена устойчивость работы системы во всем диапазоне изменения радиусов поворота и выявлен оптимальный диапазон рабочей частоты модуляции.

Анализ результатов

Результаты стендовых испытаний были подтверждены и на комплексном моторно-трансмиссионном стенде в лаборатории ОАО «ВНИИ Трансмаш» (Санкт-Петербург). На основе стендовых исследований был создан действующий

макет замкнутой системы управления, прошедший испытания на реальной гусеничной машине в условиях полигона. По результатам этих испытаний можно заявить следующее.

Применение дискретной следящей системы управления поворотом повышает качество управления поворотом машины с бортовой коробкой передач по всем параметрам. Модернизированная система управления поворотом по сравнению с серийной показала абсолютную устойчивость во всем диапазоне радиусов поворота; в 3–5 раз меньшее время запаздывания входа в поворот; в 3–4 раза лучшую стабильность курса машины в повороте; в 2–5 раз меньшую амплитуду воздействий на орган управления при движении с большими радиусами; почти полное использование хода рычага поворота для управления машиной. Повышение частоты модуляции улучшает управление (в опытах частота составляла 8–15 Гц в зависимости от типа применяемых электромагнитов). Применение более быстродействующих электромагнитов может позволить поднять несущую частоту модуляции и повысить качество работы системы.

В качестве иллюстрации приведем для сравнения статические характеристики базовой и опытной систем управления (рис. 5).

Статическая характеристика дискретной системы управления поворотом без обратной связи качественно не отличается от статической характеристики серийной системы. При серийной системе управления поворотом зависимость скорости буксования U_6 дисков фрикционного элемента управления от положения органа управления $\bar{\alpha}_{\text{оуп}}$ очень нестабильная, поэтому система управления имеет очень «расплывчатую» статическую характеристику.

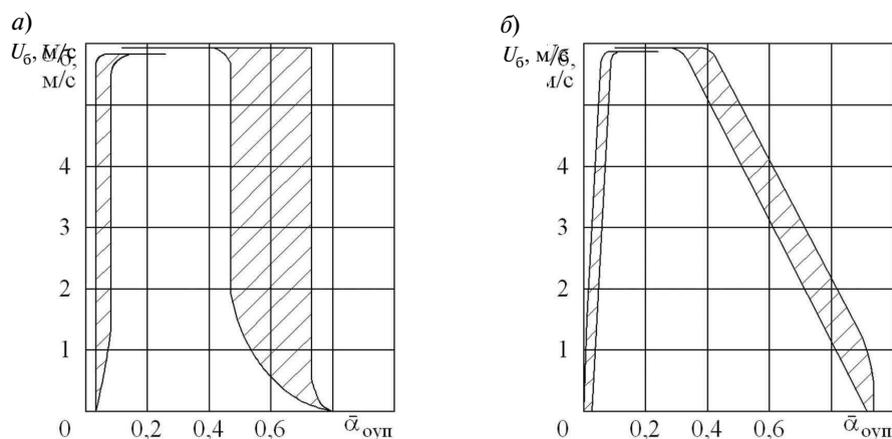


Рис. 5. Статическая характеристика (зависимость скорости буксования дисков U_6 элемента управления в коробке передач от положения органа управления $\bar{\alpha}_{\text{оуп}}$) для серийной системы управления поворотом (а) и опытного образца замкнутой системы (б)

Дискретная следящая система управления поворотом позволяет получить устойчивое управление скоростью буксования дисков элемента управления. Поэтому на ее статической характеристике видно, что при перемещении органа управления (в пределах, соответствующих включению одной передачи) скорость буксования U_6 монотонно изменяется. Необходимо отметить, что путем настройки системы была получена заданная статическая характеристика.

Таким образом, замкнутая система управления поворотом с предлагаемыми характеристиками может быть успешно применена на

быстроходной гусеничной машине с бортовыми коробками передач.

Помимо этого, такая система перспективна к применению для контроля процесса буксования в дисковых тормозных элементах управления транспортных машин (двухпоточный фрикционный механизм поворота гусеничной машины, механизм распределения мощности автомобиля).

Опыт работы с дискретными системами управления, использующими принцип широтно-импульсной модуляции, может быть применен для работы над антиблокировочной системой (АБС) тормозов автомобилей

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гальшев Ю.В., Добрецов Р.Ю., Поршнев Г.П., Худорожков С.И. Исследования и разработки учебных СПбГПУ в области оборонной техники (по материалам IX-й международной выставки вооружения, военной техники и боеприпасов) // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2014. № 1(190). С. 26–32.
2. Авраменко Д.Н., Вишня А.В., Юдинцев Д.В. Модернизация системы управления движением танка с БКП // Актуальные проблемы защиты и безопасности, 2011. Т. 3. С. 213–218.
3. Красеньков В.И., Егоркин В.В. Кинематическое управление криволинейным движением гусеничной машины // Вестник бронетанковой техники, 1971. № 5. С. 17–22.
4. Красеньков В.И., Егоркин В.В. Сравнительная оценка систем управления поворотом гусеничной машины по фазовым частотным характеристикам // Вестник бронетанковой техники, 1972. №4. С. 10–14.
5. Носов Н.А., Гальшев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин: Учебник для вузов / Под ред. Н.А. Носова. Л: Машиностроение, 1972.
6. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975.
7. Иванов В.А., Ющенко А.С. Теория дискретных систем автоматического управления. М.: Наука, 1981.
8. Шеломов В.Б., Добрецов Р.Ю. Мощности двигателя и буксования фрикционного элемента управления поворотом гусеничной машины // Научно-

технические ведомости СПбГПУ, Серия: Наука и образование. 2010. №2, Т. 2. С. 87–91.

9. Теория и конструкция танка. Т. 8. Параметры внешней среды, используемые при расчете танков. М.: Машиностроение, 1987.

10. **Добрецов Р.Ю.** Учет энергетических параметров механизмов поворота при комплексной оценке потерь мощности в шасси транспортных

гусеничных машин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Серия: Наука и образование. 2011. №1. С. 122–128.

11. **Русинов Р.В. [и др.]**. К методу оценки частоты импульсного управления поворотом гусеничной машины // Рабочие процессы компрессоров и установок с ДВС. Межвузовский сборник. Л.: Изд-во ЛПИ, 1987. С. 73–78.

REFERENCES

1. **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 vvooruzheniya, voyennoy tekhniki i boyepripasov): *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2014. №1(190). S. 26–32. (rus.)

2. **Avramenko D.N., Vishnya A.V., Yuditsev D.V.** Modernizatsiya sistemy upravleniya dvizheniyem tanka s ВКР. *Aktualnyye problemy zashchity i bezopasnosti*. 2011. Т. 3. S. 213–218. (rus.)

3. **Krasnenkov V.I., Yegorkin V.V.** Kinematischeskoye upravleniye krivolineynym dvizheniyem gusenichnoy mashiny. *Vestnik bronetankovoy tekhniki*. 1971. № 5. S. 17–22. (rus.)

4. **Krasnenkov V.I., Yegorkin V.V.** Sravnitel'naya otsenka sistem upravleniya povorotom gusenichnoy mashiny po fazovym chastotnym kharakteristikam. *Vestnik bronetankovoy tekhniki*, 1972. №4. S. 10–14. (rus.)

5. **Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.P., Kharchenko A.P.** Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin: Uchebnyk dlya vuzov / Pod red. N.A. Nosova. L: Mashinostroyeniye, 1972. (rus.)

6. **Zabavnikov N.A.** Osnovy teorii transportnykh gusenichnykh mashin. М.: Mashinostroyeniye, 1975. (rus.)

7. **Ivanov V.A., Yushchenko A.S.** Teoriya diskretnykh sistem avtomaticheskogo upravleniya. М.: Nauka, 1981. (rus.)

8. **Shelomov V.B., Dobretsov R.Yu.** Moshchnosti dvigatelya i buksovaniya friktsionnogo elementa upravleniya povorotom gusenichnoy mashiny. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. Seriya: Nauka i obrazovaniye. №2, 2010. Т. 2. S. 87–91. (rus.)

9. Теория и конструкция танка. Т.8. Параметры внешней среды, используемые при расчете танков. М.: Mashinostroyeniye, 1987. (rus.)

10. **Dobretsov R.Yu.** Uchet energeticheskikh parametrov mekhanizmov povorota pri kompleksnoy otsenke poter moshchnosti v shassi transportnykh gusenichnykh mashin. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. Seriya: Nauka i obrazovaniye, 2011. №1. S. 122–128. (rus.)

11. **Rusinov R.V. [и др.]**. К методу оценки частоты импульсного управления поворотом гусеничной машины // *Rabochiye protsessy kompressorov i ustanovok s DVS. Mezhdvuzovskiy sbornik*. L.: Izd-vo LPI, 1987. S. 73–78. (rus.)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ГАЛЫШЕВ Юрий Виталиевич — доктор технических наук заведующий кафедрой Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: galyshev57@yandex.ru

ГРИГОРЬЕВ Алексей Петрович — кандидат технических наук ведущий программист Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: lozin@pef.spbstu.ru

ДОБРЕЦОВ Роман Юрьевич — кандидат технических наук профессор Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: dr-idpo@yandex.ru

ЛОЗИН Андрей Васильевич — зав. лабораторией Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29. E-mail: ln.ln@inbox.ru

AUTHORS

GALYSHEV Yuriy V. — St. Petersburg State Polytechnical University. 29, Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: galyshev57@yandex.ru

GRIGORIEV Alexei P. — St. Petersburg State Polytechnical University. 29, Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: lozin@pef.spbstu.ru

DOBRETsov Roman Yu. — St. Petersburg State Polytechnical University. 29, Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: dr-idpo@yandex.ru

LOZIN Andrei V. — St. Petersburg State Polytechnical University. 29, Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia. E-mail: ln.ln@inbox.ru