

ВЛИЯНИЕ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ПАР ТРЕНИЯ АВТОТРАКТОРНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ НА ИХ ТЕПЛОВУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ

THE IMPACT FORCED FLUID COOLING OF FRICTION PAIRS IN AUTOMOTIVE CLUTCHES ON ITS THERMAL LOAD

К.И. ГОРОДЕЦКИЙ¹, д.т.н.
В.М. ШАРИПОВ¹, д.т.н.
О.В. ЕВТУШИК²
В.В. БЕРНАЦКИЙ¹, к.т.н.
М.И. ДМИТРИЕВ¹, к.т.н.
Ю.С. ЦЕТИНИН¹, к.т.н.

¹ Московский политехнический университет,
Москва, Россия

² ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ, Москва, Россия, trak@mami.ru

K.I. GORODETSKIY¹, DSc in Engineering
V.M. SHARIPOV¹, DSc in Engineering
O.V. YEVTUSHIK²
V.V. BERNATSKIY¹, PhD in Engineering
M.I. DMITRIYEV¹, PhD in Engineering
YU.S. SHCHETININ¹, PhD in Engineering

¹ Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

² GNTS RF FGUP "NAMI", Moscow, Russia, trak@mami.ru

Приведены результаты экспериментальных исследований принудительного жидкостного охлаждения пар трения фрикционных муфт с гидроподжатием на их тепловую нагруженность. Установлено, что принудительное жидкостное охлаждение фрикционной муфты позволяет существенно увеличить время ее включения и буксования по сравнению с временем работы аналогичных муфт, применяемых в настоящее время на тракторах и автомобилях. Установлено, что наибольшее влияние на установившуюся температуру диска фрикционной муфты оказывают такие параметры, как давление на поверхности трения, количество охлаждающего масла и его температура на входе в зону трения, и значительно меньшее влияние оказывает изменение относительной скорости скольжения трущихся поверхностей. При увеличении давления на поверхностях трения дисков с 0,501 до 2,82 МПа при удельном расходе масла $6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ и постоянной частоте вращения 1000 мин^{-1} установившаяся температура диска увеличивается с 83 до 145 °С. Следовательно, при увеличении мощности трения на 165 % (от 9,39 до 24,92 кВт) температура диска фрикционной муфты увеличивается только на 75 %. С увеличением удельного расхода масла на поверхности трения на 20 % (от $5,65 \cdot 10^{-3}$ до $6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$) при давлении 2,06 МПа и постоянной частоте вращения 1000 мин^{-1} установившаяся температура снижается на 15 % (от 143 до 125 °С). При давлении 2,82 МПа и постоянном удельном расходе масла $6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ увеличение частоты вращения на 100 % (от 500 до 1000 мин^{-1}) и соответственно мощности трения на 52 % (от 16,33 до 24,92 кВт) повышает установившуюся температуру диска на 19 % (от 122 до 145 °С). На основе результатов экспериментальных исследований установлено, что увеличение мощности трения на 1 кВт за счет подъема давления на поверхности трения ФМ приводит к росту температуры фрикционного диска в среднем на 4 °С, а за счет роста частоты вращения диска – в среднем на 2,5 °С.

Ключевые слова: фрикционная муфта, жидкостное охлаждение пар трения, температура фрикционного диска, момент трения, мощность трения, удельный расход масла.

The article is describe the results of experimental investigations of forced fluid cooling of friction pairs in wet clutches on their thermal load. It is found that forced fluid cooling of the friction clutch can significantly increase the time of engagement and slipping in comparison with the time of operation similar couplings presently used on tractors and automobiles. It is found that at steady clutch disc temperature greatest influence parameters such as the pressure on the friction surface, the amount of cooling oil and its temperature in the inlet area of friction and has a much smaller effect change in the relative sliding speed of the rubbing surfaces. With increasing pressure on the disc friction surfaces with 0,501 to 2,82 MPa at specific consumption of oil $6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$ and the constant rotation frequency of 1000 мин^{-1} a steady-state temperature is reduced by 15 % (from 143 to 125 °С). Therefore, by increasing the friction power 165 % (from 24,92 to 9,39 kW) temperature of clutch disc increases only by 75 %. With the increasing of specific oil consumption on the friction surface by 20 % (from $5,65 \cdot 10^{-3}$ to $6,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$) at a pressure of 2,06 MPa and a constant speed of 1000 мин^{-1} a steady-state temperature is reduced by 15 % (from 143 to 125 °С). The increasing in the at a speed of 100 % (from 500 to 1000 мин^{-1}) and, respectively, and friction power by 52 % (from 16,33 to 24,92 kW) at the pressure of 2,82 MPa and a permanent specific consumption of oil increases steady disk temperature by 19 % (from 122 to 145 °С). Based on the results of experimental studies found that increasing friction power per 1 kW due to the gain of a pressure on the friction surface leads to growing of friction disc temperature at the average of 4 °С, but due to the gain of disk rotation speed – at the average of 2,5 °С.

Keywords: clutch, fluid cooling of friction pairs, temperature of the friction disc, friction torque, friction power, specific oil consumption.

Введение

Стабильность и надежность работы фрикционной муфты (ФМ) во многом определяется тепловым состоянием ее фрикционных дисков [1–7].

Основными факторами, определяющими тепловое состояние фрикционных дисков, работающих в масле, являются:

- давление в контакте на рабочих поверхностях ФМ при буксовании;
- скорость скольжения контактирующих пар;
- режим работы ФМ (частота включений и длительность буксования при однократном включении);
- количество охлаждающего масла, участвующего в отводе теплоты;
- форма и размеры каналов, по которым протекает охлаждающее масло.

Степень влияния количества охлаждающего масла на тепловое состояние дисков во многом зависит от режима работы ФМ. Оно незначительно при редком и кратковременном режиме буксования и очень существенно при высокой частоте включений или же при однократном длительном процессе буксования [1, 2]. В этом случае тепловое состояние ФМ стремится достичь установившегося режима, при котором возникает тепловой баланс. Характеристикой теплового состояния является температура фрикционных элементов. При тепловом балансе температура постоянна и ее величина с одной стороны зависит от теплообразующих факторов (давление на поверхности, скорость скольжения), а с другой – от теплоотводящих (расход охлаждающей жидкости, форма и размеры каналов).

Целью исследования является экспериментальное определение влияния принудительного жидкостного охлаждения пар трения ФМ на ее тепловую нагруженность.

Материалы и методы исследования

При экспериментальном исследовании принудительного жидкостного охлаждения пар трения ФМ ставилась задача оценить влияние изменения количества охлаждающей жидкости на тепловое состояние ее дисков при длительном буксовании.

В рамках проводимых испытаний по изучению влияния изменения расхода охлаждающего масла на тепловую нагруженность фрикционной пары при принудительном охлаждении возникла необходимость создания опытного образца ФМ с принудительным охлаждением пар трения, так как в отечественном автотракторостроении ФМ с активным принудительным охлаждением не применяются.

Конструкция опытного образца должна была позволить решать главную задачу – возможность контроля и измерения количества охлаждающего масла, подводимого к исследуемой паре трения. Такую задачу можно выполнить при условии, что все масло, которое подводится к паре трения, протекает в контакте с трущимися поверхностями.

С целью уменьшения материальных и временных затрат на создание опытного образца было решено за основу опытного фрикционного узла взять ФМ с гидроподжатием коробки передач тракторов Т-150 и Т-150К, конструкция которой в дальнейшем была подвергнута изменениям (рис. 1). Для обеспечения полного использования всего потока охлаждающей жидкости были доработаны и изменены конструкции опорного 1, ведущего 2 и фрикционного 3 дисков. Охлаждающее масло к поверхностям трения стало подводиться через опорный диск 1 по среднему радиусу трения. Во всех дисках были выполнены специальные проточки и отверстия, образующие при сжатии

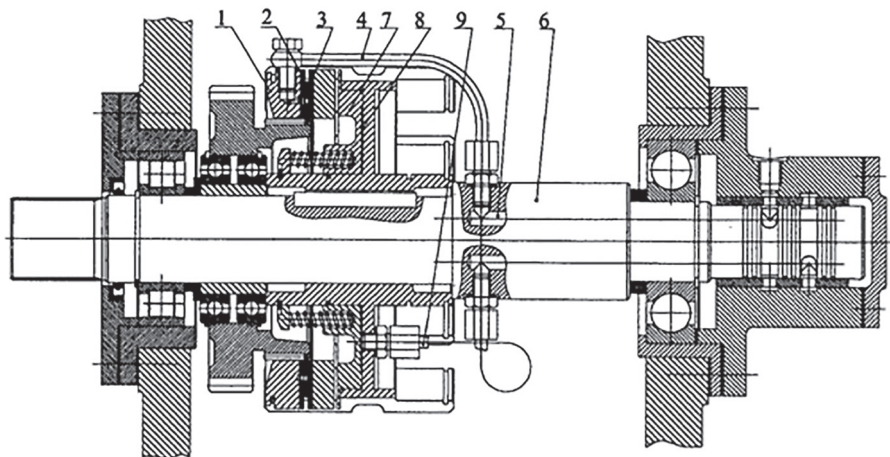


Рис. 1. Опытный образец ФМ с гидроподжатием

дисков проточную систему, по которой масло омывает трущиеся поверхности. Опорный диск 1 соединен жестким трубопроводом 4 с маслоподводящим каналом 5, проходящим по валу 6.

Изменения коснулись также и конструкции нажимного поршня 7, из которого были изъяты разгрузочные клапаны для исключения влияния количества сбрасываемого масла на замеры количества охлаждающей жидкости. Подвод масла в полость цилиндра 8 сжатия стал осуществляться через жесткий трубопровод 9, а не через отверстие в шлицевой ступице барабана фрикционной муфты, что также позволило избежать лишних утечек масла, влияющих на замеры количества охлаждающей жидкости.

Чтобы уменьшить отвод теплоты из зоны контроля температуры, нерабочие поверхности ведущих дисков были отделены от контактирующих с ними поверхностей термоизоляционными прокладками.

Экспериментальные исследования опытного образца ФМ с принудительным жидкостным охлаждением проводились на специальном инерционном стенде.

Для привода стенда использовался электродвигатель постоянного тока мощностью 177 кВт, который позволяет плавно изменять частоту вращения ведущего вала в диапазоне от 5 до 3000 мин⁻¹. Корпус статора силовой машины через жесткий рычаг связан с весовым устройством, что позволяет в процессе испытаний контролировать момент нагрузки на ведущем валу. Частота вращения регистрируется импульсным прерывателем электронно-счетного частотомера Ф5041.

Для управления ФМ и подачи требуемого количества охлаждающей жидкости стенд был оборудован гидравлическими машинами и приборами, позволяющими контролировать давление в бустере цилиндра ФМ, расход охлаждающей жидкости и температуру масла в баке.

Масло для управления цилиндром и охлаждения рабочей поверхности дисков подводилось к первичному валу редуктора через проточки и радиальные отверстия, выполненные на свободном конце вала аналогично тому, как это сделано в конструкции коробки передач трактора Т-150. Далее масло по осевым отверстиям в вале и металлическим трубкам подавалось к центру бустера.

Стенд был оборудован контрольно-измерительными аппаратурой и приспособлениями, позволяющими получить полный спектр необходимых данных.

Температура диска замерялась при помощи хромель-копелевой термопары, выполненной из

проводов толщиной 0,5 мм. Спай термопары устанавливался в стальную основу диска.

Момент трения регистрировался с помощью весового измерительного устройства, которое взаимодействовало с рычагом статора нагружающей электромашини.

Частота вращения подвижных деталей определялась с помощью импульсного прерывателя электронно-счетного частотомера марки Ф5041. Температура масла на выходе из зоны трения и в баке измерялась при помощи хромель-копелевых термопар.

Усилие сжатия дисков регулировалось давлением масла в бустере цилиндра сжатия муфты. Давление контролировалось манометром.

Расход охлаждающего масла определялся объемным способом. При его замере сливной патрубком (который отводит масло из картера в бак) направлялся в прозрачную емкость, объем которой был проградуирован. С помощью секундомера определялась скорость заполнения проградуированного объема. Расход масла контролировался до и после проведенного опыта.

Так как за основу была взята ФМ с гидродожатием коробки передач тракторов Т-150 и Т-150К, то объектом исследований становился фрикционный диск ДМ07 с размерами, определенными в ОСТ 23.1.463-78 [8]. Внешний и внутренний диаметры диска составили соответственно 216 и 168 мм. Основные размеры фрикционного диска показаны на рисунке 2.

Диск состоит из стальной основы с внутренними шлицами и фрикционных накладок из спеченного материала. Стальная основа выполнена из стали 65Г, а фрикционные накладки – из материала марки МК-5, припаянного к стальной основе.

Рисунок и форма каналов на поверхности фрикционного диска с металлокерамическим покрытием выполнены по типу квадрат, так как такая форма является более приемлемой при работе фрикционной пары с большим удельным расходом охлаждающего масла [2–4, 6].

В качестве примера на рисунке 3 приведены экспериментальные зависимости изменения температуры ϑ_d фрикционного диска в процессе включения и буксования и после выключения ФМ. Графики сняты с ленты самописца потенциометра КСП-4 при различной нагрузке. При этом моменты включения каждого опыта сведены к одной точке.

Результаты экспериментальных исследований

На графиках, приведенных на рисунке 4, представлены результаты экспериментальных исследований зависимости установившейся

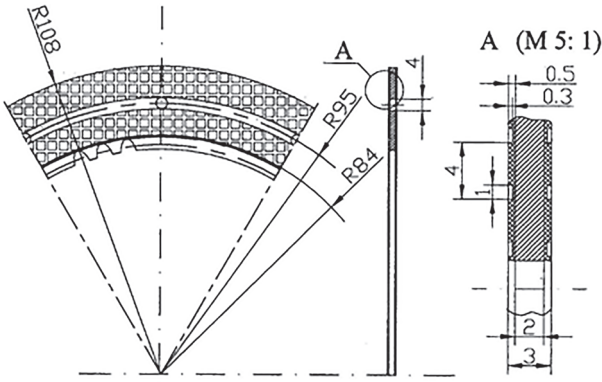


Рис. 2. Фрикционный диск

температуры фрикционного диска муфты ϑ_d от момента трения M_T , а на рисунке 5 – от расхода охлаждающего масла q .

Выводы

Экспериментально доказана возможность применения принудительного жидкостного охлаждения пар трения в ФМ с гидроподжатием. Установлено, что принудительное жидкостное охлаждение ФМ позволяет существенно увеличить время ее включения и буксования по сравнению со временем работы аналогичных муфт, применяемых в настоящее время на тракторах и автомобилях.

Продолжительность буксования фрикционного диска во время экспериментальных исследований на всех режимах нагружения составляла от 1 до 5 мин. При этом в течение всего времени буксования сохранялись установившиеся тепловой и силовой режимы нагружения. Время бук-

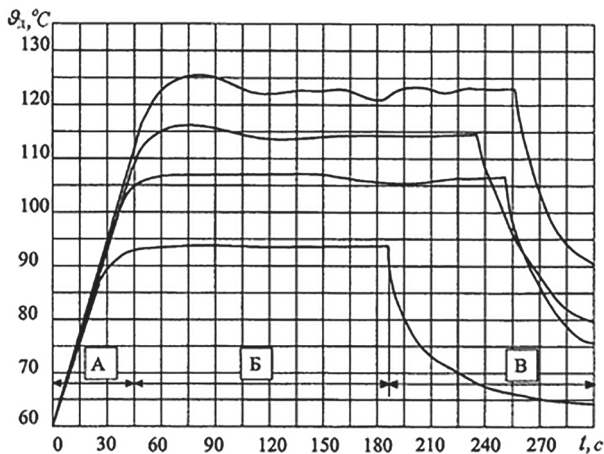


Рис. 3. Изменение температуры ϑ_d фрикционного диска в процессе включения, буксования и после выключения ФМ:

А – интервал времени включения и буксования ФМ, когда осуществляется нагрев фрикционного диска до установившейся температуры; Б – интервал времени буксования при установившейся температуре; В – интервал времени охлаждения диска при выключенной ФМ

сования в каждом случае ограничивалось возможностями охладителя масла на стенде.

При экспериментальных исследованиях фрикционного диска типоразмера ДМ07 (ОСТ 23.1.463-78) удалось достичь удельной мощности трения $1,0 \cdot 10^3$ кВт/м² в условиях постоянного буксования без потери работоспособности ФМ. При этом температура фрикционного диска не превышала допустимой температуры (150 °С), а удельный расход охлаждающего масла составил $7,93 \cdot 10^{-3}$ м³/(м²·с).

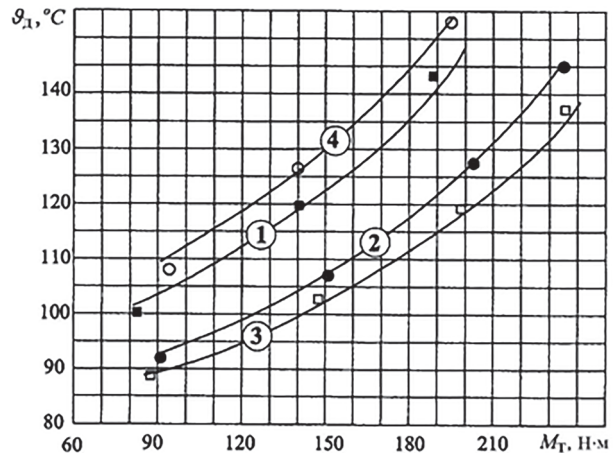


Рис. 4. Зависимость установившейся температуры ϑ_d фрикционного диска от момента трения M_T :
1 – $q = 1,33 \cdot 10^{-4}$ м³/с; 2 – $q = 1,67 \cdot 10^{-4}$ м³/с;
3 – $q = 2 \cdot 10^{-4}$ м³/с; 4 – $q = 2,32 \cdot 10^{-4}$ м³/с;
(1–3 – при $n = 1000$ мин⁻¹; 4 – при $n = 1500$ мин⁻¹)

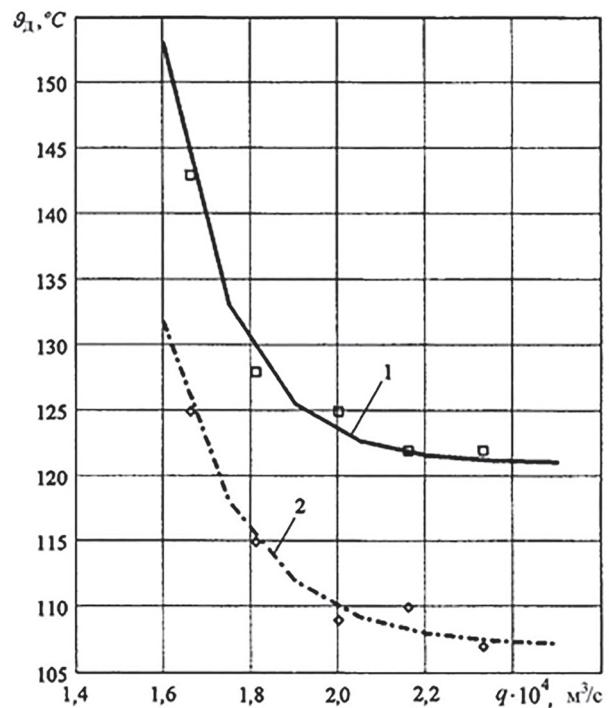


Рис. 5. Зависимость установившейся температуры ϑ_d фрикционного диска от расхода q охлаждающего масла при $n = 1000$ мин⁻¹:
1 – $M_T = 195$ Н·м; 2 – $M_T = 145$ Н·м

Наибольшее влияние на установившуюся температуру фрикционного диска оказывают такие параметры, как давление на поверхности трения, количество охлаждающего масла и его температура на входе в зону трения, и значительно меньшее влияние оказывает изменение относительной скорости скольжения трущихся поверхностей.

Так, при увеличении давления на поверхностях трения дисков с 0,501 до 2,82 МПа при удельном расходе масла на 1 м² поверхности трения $6,8 \cdot 10^{-3}$ м³/(м²·с) и постоянной частоте вращения 1000 мин⁻¹ установившаяся температура фрикционного диска увеличивалась с 83 до 145 °С. Это говорит о том, что при увеличении мощности трения на 165 % (от 9,39 до 24,92 кВт) температура диска увеличивается только на 75 %.

При увеличении удельного расхода масла через поверхности трения на 20 % (от $5,65 \cdot 10^{-3}$ до $6,8 \cdot 10^{-3}$ м³/(м²·с)) при давлении 2,06 МПа и постоянной частоте вращения 1000 мин⁻¹ установившаяся температура снижается на 15 % (от 143 до 125 °С).

При давлении на поверхности трения 2,82 МПа и постоянном удельном расходе масла $6,8 \cdot 10^{-3}$ м³/(м²·с) увеличение частоты вращения на 100 % (от 500 до 1000 мин⁻¹) и соответственно мощности трения на 52 % (от 16,33 до 24,92 кВт) повышает установившуюся температуру диска на 19 % (от 122 до 145 °С).

На основе результатов экспериментальных исследований установлено, что увеличение мощности трения на 1 кВт за счет подъема давления на поверхности трения ФМ приводит к росту температуры фрикционного диска в среднем на 4 °С, а за счет роста частоты вращения дисков – в среднем на 2,5 °С.

Литература

1. Зельцерман И.М., Каминский Д.М., Оношко А.Д. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин. М.: Машиностроение. 1965. 238 с.
2. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение. 2009. 752 с.
3. Барский И.Б., Борисов С.Г., Галягин В.А. и др. Сцепления транспортных и тяговых машин / Под ред. Ф.Р. Геккера, В.М. Шарипова, Г.М. Щеренкова. М.: Машиностроение. 1989. 344 с.
4. Сергеев Л.В., Кадобнов В.В. Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин. М.: Машиностроение. 1980. 200 с.
5. Труханов В.М., Зубков В.Ф., Крыхтин Ю.И., Желтобрюхов В.Ф. Трансмиссии гусеничных и колесных машин. М.: Машиностроение. 2001. 736 с.
6. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Городецкий К.И. О коэффициенте трения в контакте пар трения фрикционных муфт в коробках передач автомобилей и тракторов при переключении передач без разрыва потока мощности // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2016. № 8. С. 21–30.
7. Скадорва А.Ф., Карташев А.Н. Критерий оценки функционирования фрикционной муфты коробки передач гусеничного трактора «Беларус-2103» // Вестник Белорусско-Российского университета. 2014. № 4(45). С. 80–91.
8. ОСТ 23.1.463-78. Диски фрикционные муфт переключения передач. Министерство тракторного и сельскохозяйственного машиностроения. 1980. 20 с.

References

1. Zeltserman I.M., Kaminsky D.M., Onopko A.D. Friktionnyye mufty i tormoza gusenichnykh mashin [Friction clutches and brakes of tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroyenie Publ. 1965. 238 p.
2. Sharipov V.M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow, Mashinostroyenie Publ. 2009. 752 p.
3. Barskiy I.B., Borisov S.G., Galyagin V.A. Stsepleniya transportnykh i tyagovykh mashin [Clutches and transport and traction vehicles]. Under the editorship of F.R. Gekker, V.M. Sharipov, G.M. Shcherenkov. Moscow, Mashinostroyenie Publ. 1989. 344 p.
4. Sergeev L.V., Kadobnov V.V. Gidromekhanicheskiye transmissii bystrokhodnykh gusenichnykh mashin [Hydro-mechanical transmission of high-speed tracked vehicles]. Moscow, Mashinostroyenie Publ. 1980. 200 p.
5. Trukhanov V.M., Zubkov V.F., Krykhtin YU.I., Zheltoব্যুখов В.Ф. Transmissii gusenichnykh i kole-snykh mashin [Transmissions of tracked and wheeled vehicles]. Moscow, Mashinostroyenie Publ. 2001. 736 p.
6. Sharipov V.M., Dmitriev M.I., Gorodetsky K.I. On a friction coefficient in contacting friction pairs of friction clutches in car and tractor gearbox in gear shifting without power flow interruption, Science and education of the Bauman MSTU, 2016. no. 8. pp. 21-30. DOI: 10.7463/0816.0842932 (in Russ.).
7. Skadorva A.F., Kartashevich A.N. Kriteriy otsenki funktsionirovaniya friktionnoy mufty korobki peregach gusenichnogo traktora "Belarus-2103" [The criterion of evaluation of the functioning of the friction clutch gearbox crawler tractor "Belarus-2103"], Bulletin of Belarusian-Russian University. 2014. No 4 (45), pp. 80-91 (in Russ.).
8. OST 23.1.463-78. Disc friction gear couplings. Ministry of tractor and agricultural machinery. 1980. 20 p.