

**Тарасенко В.Е.**

УО «Белорусский государственный  
аграрный технический университет»,  
г. Минск, Республика Беларусь  
E-mail: [Tr9@yandex.ru](mailto:Tr9@yandex.ru)

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА  
АГРЕГАТОВ ТРАНСМИССИИ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ  
«БЕЛАРУС»**

УДК 629.3

В статье представлены результаты аналитического исследования распределения тепловых потоков в трансмиссии сельскохозяйственных тракторов, а также экспериментальные данные потерь мощности в трансмиссии трактора «БЕЛАРУС-80.1».

**Ключевые слова:** трактор, трансмиссия, тепловой поток, теплота, мощность, трение, механизм.

**Введение.** Повышение энергонасыщенности сельскохозяйственных тракторов, увеличение их рабочих и транспортных скоростей приводят к увеличению передаваемой мощности, угловых скоростей вращения силовых звеньев трансмиссии при одновременном сохранении ее габаритов. Это в свою очередь требует оценки и учета тепловой напряженности агрегатов и узлов трансмиссии. Разрушение элементов трансмиссии в большинстве случаев начинается из-за повышенного теплового режима, вызывающего ухудшение смазки деталей, разрушение уплотнений, изменение смазочных свойств масел.

При создании трансмиссии в случае, когда естественное охлаждение не обеспечит расчетные параметры трансмиссии, конструктор должен оценить ее тепловой режим и конструктивными методами обеспечить ее охлаждение.

**Основная часть.** Трансмиссии тракторов «БЕЛАРУС» (рисунок 1), включающие коробку передач, задний мост и конечные передачи, размещаются в чугунных корпусах и имеют единую масляную ванну [1, 3, 5].

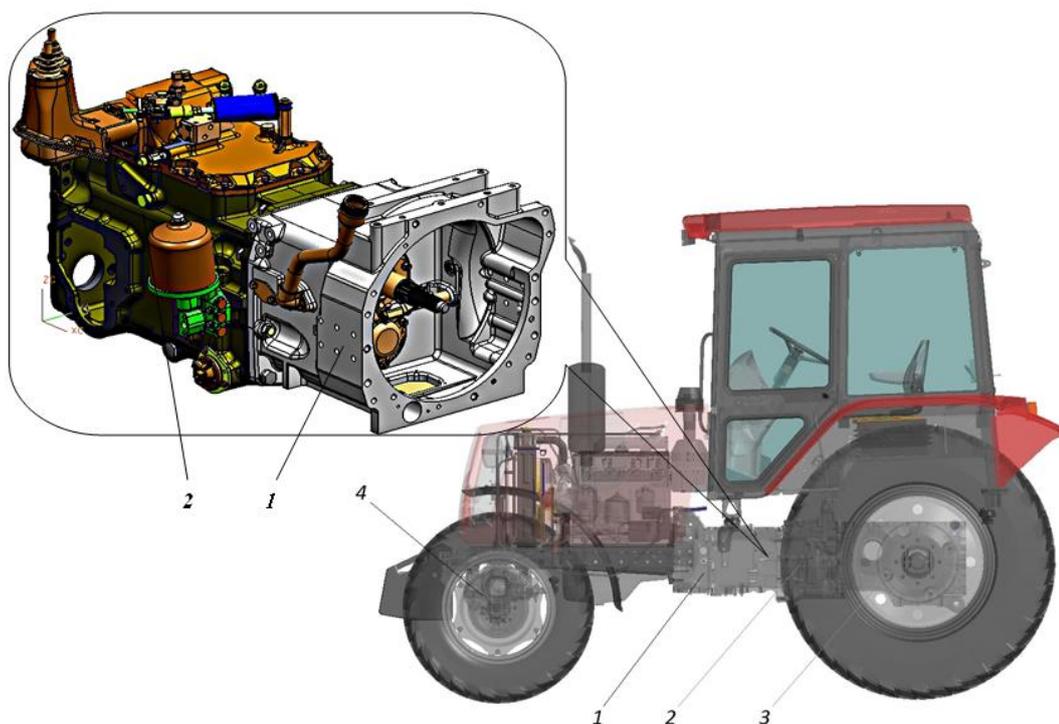


Рис. 1 – Трансмиссия трактора «БЕЛАРУС» тягового класса 1,4-2,0  
1 – корпус муфты сцепления; 2 – коробка передач; 3 – корпус заднего моста; 4 – передний ведущий мост

В корпусе трансмиссии размещаются тормоза и привод заднего вала отбора мощности. Передача крутящего момента к ведущим колесам или на хвостовик вала отбора мощности осуществляется рядом пар зубчатых колес, в работе участвуют подшипники, втулки скольжения и другие элементы. Работа каждой детали трансмиссии сопровождается трением и выделением теплоты. С увеличением нагрузки количество выделяемой теплоты в трансмиссии также возрастает. С целью уменьшения трения элементы трансмиссии помещаются в масляную ванну, уровень масла устанавливается таким, чтобы при вращающихся нижних зубчатых колесах масло разбрызгиванием смазывало пары трения, подшипники, находящиеся выше масляной ванны.

Для определения количества теплоты, выделяющейся в трансмиссии, используется известный метод дифференциальных потерь [2]. Метод заключается в определении источников тепловыделения, находящихся внутри трансмиссии. По известному значению КПД определяются потери в источниках. Суммируя потери всех источников, определяется суммарное количество теплоты, выделяющееся внутри трансмиссии в единицу времени. При выборе расчетных режимов, как правило, используется установившийся нагрузочный режим, так как аналитические расчеты тепловыделений при неустановившемся режиме чрезвычайно сложны из-за многообразия внешних сопротивлений движению машины при разгоне, торможении, неустановившемся повороте.

Тепловому расчету трансмиссии предшествует определение суммарных потерь, что позволяет получить суммарные тепловыделения. Определяется количество теплоты, отводимое от трансмиссии посредством теплопроводности и конвекции, а по оставшемуся количеству теплоты определяется равновесная температура.

При проектных расчетах новых трансмиссий Крюков А.Д. предлагает приблизительно оценивать возможную равновесную температуру путем сравнения с аналогичными существующими трансмиссиями оценочными коэффициентами, учитывающими использование объема, плотность компоновки, передаваемый момент, работу буксования [2]. Значения коэффициентов неуниверсальны и приемлемы для идентичных типов трансмиссий.

Тепловыделение в трансмиссии является достаточно сложным процессом и зависит не только от конструкции самой трансмиссии и ее работы, а также от двигателя и его компоновки на тракторе. Тепловыделения от двигателя у тракторов, у которых трансмиссия непосредственно соединена с двигателем, оказывают существенное влияние на тепловой режим трансмиссии.

Современные механические и гидромеханические трансмиссии тракторов состоят из зубчатых механизмов, подшипниковых узлов, блоков управления, насосов и других элементов [3]. Вследствие трения скольжения или качения в механизмах или элементах трансмиссии наблюдаются потери мощности, подводимой от двигателя, и они являются источниками тепловыделения. Схема потерь мощности в трансмиссии трактора представлена на рисунке 2. При определении количества выделяющейся теплоты в трансмиссии используется метод дифференциальных потерь [2], сущность которого заключается в определении и суммировании тепловыделений от всех механизмов трансмиссии, включающих муфту сцепления  $Q_{M.C.}$ , коробку передач  $Q_{КП}$ , задний мост  $Q_{ЗМ}$ , конечную передачу  $Q_{КП}$ , вал отбора мощности  $Q_{ВОМ}$ , тормоза  $Q_{ТОР}$ .

$$Q_{ТР.С\text{О}М.} = \sum_{i=1}^n Q_{MEX i},$$
$$\sum_{i=1}^n Q_{MEX i} = \sum_{i=1}^n Q_{M.C. i} + \sum_{i=1}^n Q_{КП i} + \sum_{i=1}^n Q_{\text{С.М} i} + \sum_{i=1}^n Q_{К i} + \sum_{i=1}^n Q_{ВОМ i} + \sum_{i=1}^n Q_{ТОР i}. \quad (1)$$

Суммарное количество теплоты трансмиссии может быть определено по величине потерь мощности.

Тепловыделение в механизме, узле, агрегате эквивалентно работе, расходуемой на преодоление сил трения. В этой связи Крюковым А.Д. введено понятие фрикционная теплота. Это теплота, возникающая вследствие механического, гидравлического трения при передаче или трансформации крутящего момента. Значительная доля теплоты в трансмиссии возникает от барботажа масла. В тракторах, трансмиссии которых стыкуются непосредственно к двигателю, передается некоторое количество теплоты от двигателя, происходит перераспределение теплоты между стыкующимися узлами. Все эти источники тепловыделений, суммируясь, образуют общее количество теплоты в трансмиссии. Функционально теплота трансмиссии состоит из теплоты трения  $Q_{\mu}$ , теплоты от барботажа масла  $Q_{\delta}$  и теплоты, передаваемой от двигателя  $Q_{дв}$ .

$$Q_{Тр.} = Q_{\mu} + Q_{\delta} + Q_{дв} .$$

Теплота трения механизма в единицу времени определяется его КПД

$$Q_{\mu} = (1 - \eta_1) N_{iia} . \tag{2}$$

где  $\eta_1$  – КПД механизма;  $N_{iia}$  – мощность, подводимая к механизму.

В зубчатых механизмах, которые широко используются в трансмиссиях, образуются основные потери в зацеплении зубчатых колес, в подшипниках и уплотнениях. Они достигают на рабочих передачах 90% суммарных потерь. Температура смазочного масла и уровень его в картере существенно влияет на величину этих потерь. Количество теплоты, образующейся при работе зубчатой пары шестерен, равно

$$Q_{\delta} = (1 - \eta_{\delta}) N_{iia} . \tag{3}$$

где  $\eta_{\delta}$  – КПД пары зубчатых колес. КПД трансмиссии трактора «БЕЛАРУС-1025», к примеру, находится в пределах от 0,868 до 0,904 [2, 4].



Рис. 2 – Схема потерь мощности в трансмиссии трактора

Источником тепловыделения на тракторе являются тормоза. На универсально-пропашном тракторе применяются фрикционные дисковые тормоза, установленные на ведущем валу. Количество теплоты, выделяющееся при торможении, определяется работой буксования. Работа буксования представляет собой работу трения в процессе включения фрикциона [2]

$$L_{\delta} = \int_0^{\tau} M_{\delta} \omega_1 d\tau - \int_0^{\tau} M_{\delta} \omega_2 d\tau = M_{\delta} \omega_{\delta} d\tau \quad (4)$$

где  $M_{\delta}$  – текущий момент фрикциона;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – угловые скорости ведущего и ведомого валов. Для определения количества теплоты, выделяющейся при торможении, необходимо определить суммарную работу буксования при торможении, учитывающую и работу при трогании машины с места

$$L_{\delta\delta} = \frac{\pi}{60} \beta M_{g \max} \dot{I}_g \quad (5)$$

где  $\beta$  – коэффициент запаса момента трения фрикциона, равный 1,3–1,6.

Суммарная работа трения при торможении равна

$$L_T = L_{\delta} + L_{TP} \quad (6)$$

Поскольку  $Q_T = L_T$  температура нагрева деталей фрикционных дисков без учета отвода теплоты в окружающую среду равна

$$t_{\delta} = \frac{Q_T}{G_{\delta} C_{p\delta}} \quad (7)$$

где  $G_{\delta}$  – масса нагреваемых деталей тормозов;  $C_{p\delta}$  – теплоемкость материалов деталей тормозов.

Прогрев механизмов, помещенных в масляную ванну, происходит вследствие перемешивания и разбрызгивания масла в картере. Уровень масла в картере влияет на температурный режим. Поскольку процесс барботажа масла достаточно не изучен и имеются приближенные формулы, устанавливающие связь между КПД и параметрами механизма, используются, в основном, результаты экспериментальных исследований. При известном значении  $\eta_a$  количество теплоты, выделяющейся в единицу времени от барботажа масла, равно

$$Q_{a1} = (1 - \eta_a) N_i \quad (8)$$

Суммируя тепловыделения от каждого агрегата, определяется суммарная теплота трансмиссии, часть которой сохраняется в трансмиссии  $Q_{\delta\delta.i\delta\delta}$ , часть отводится в окружающее пространство известными методами теплопередачи  $Q_{\delta\delta.i\delta\delta}$ . При наличии системы охлаждения часть теплоты отводится теплообменниками  $Q_{\delta\delta.i\delta\delta}$ . Тепловой баланс трансмиссии можно записать следующим уравнением

$$Q_{\delta\delta} = Q_{\delta\delta.i\delta\delta} + Q_{\delta\delta.i\delta\delta} + Q_{\delta\delta.i\delta\delta}$$

Теплота, выделяемая при работе трансмиссии, нагревает масло, корпусные детали и выделяется в окружающее пространство. Распределение теплоты в трансмиссии трактора показано на рисунке 3. Теплота от трансмиссии отводится путем свободно-конвективного обмена с окружающим воздухом, тепловым излучением и принудительным отводом радиаторами охлаждения. Повышение температуры и времени прогрева до установившегося теплового режима трансмиссии зависит от температуры окружающей среды, нагрузки и скорости движения. Аналитический расчет значений выделяемой теплоты в трансмиссии с помощью математических и физико-математических моделей представляет определенные трудности.

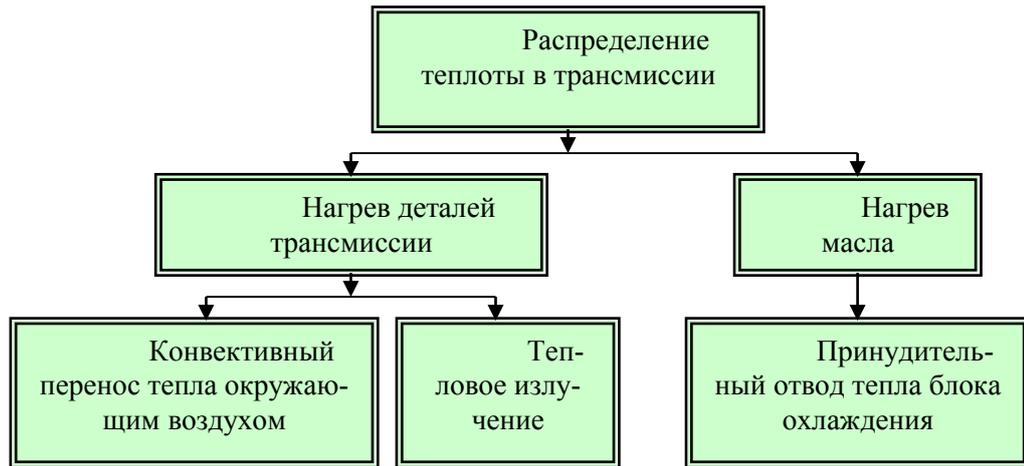


Рис. 3 – Схема распределения теплоты от трансмиссии трактора

При анализе и изучении вопросов снижения тепловой нагруженности трансмиссии трактора приходится непосредственно иметь дело с потерями мощности. Значительно проще определить экспериментально потери мощности и оценить их тепловой энергией. Передача мощности в трансмиссии сопровождается механическими и гидравлическими потерями. Потери имеют место вследствие трения во всех звеньях трансмиссии: зубчатые передачи, подшипниковые узлы, муфты и т.д. Часть потерь вызывается перемешиванием смазочного масла в узле. Наличие гидравлического управления узлами трансмиссии увеличивает потери мощности за счет гидронасосов, клапанов, устройств управления и регулирования, очистки и устройств подачи масла к смазываемым узлам.

Часть механических и гидравлических потерь носит постоянный характер – это постоянно вращающиеся блоки шестерен, валы, постоянно работающие гидронасосы, фильтрующие элементы. Другая часть потерь носит переменный функциональный характер и зависит от режима загрузки трактора и выполняемых операций при работе и по управлению. Поэтому потери в трансмиссии можно разделить на потери самообслуживания, холостого хода, потери нагрузки и потери управления. Потери нагрузки и холостого хода составляют так называемые технические потери мощности. Они обуславливаются конструктивными особенностями механической и гидравлической частей трансмиссии по передаче мощности и управлению. Виды потерь мощности и их составляющие приведены на рисунке 2.

На базе испытательного центра «Трактор» ОАО «Минский тракторный завод» проведены экспериментальные исследования распределения потоков мощности в трансмиссии трактора «БЕЛАРУС-80.1».

Номограмма потерь мощности на холостое прокручивание трансмиссии трактора «БЕЛАРУС-80.1» на различных передачах и частоте вращения коленчатого вала 2200 мин<sup>-1</sup> приведена на рисунке 4. Потери мощности трактора «БЕЛАРУС-80.1» с механической трансмиссией и с понижающим редуктором значительно ниже потерь мощности в комплектации механической трансмиссией без понижающего редуктора как в нейтрали, так и на различных передачах.

С увеличением скорости движения трактора потери возрастают, на IX передаче потери составляют 6,7–9,3% от максимальной эксплуатационной мощности, снимаемой с коленчатого вала дизеля. В диапазоне скоростей от I до IX передач трактора «БЕЛАРУС-80.1» потери равны 1,8–6,7% с понижающим редуктором и 2,7–9,3 без понижающего редуктора. Следует отметить, что потери мощности тракторов «БЕЛАРУС» с механической трансмиссией значительно ниже потерь мощности с гидромеханической трансмиссией. При этом такая закономерность наблюдается как в нейтрали, так и на различных передачах.

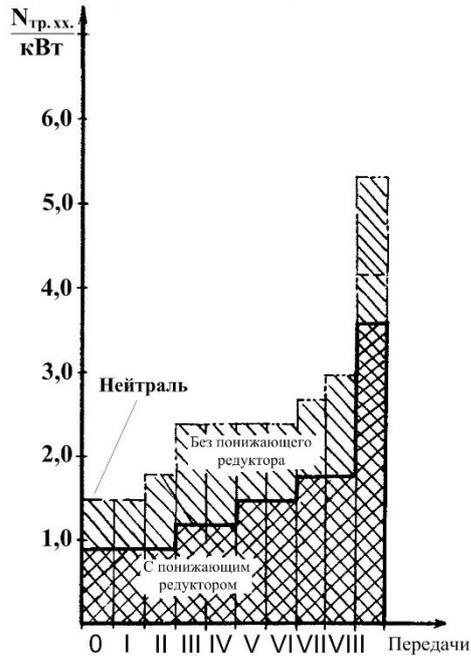


Рис. 4 – Потери мощности на холостое прокручивание трансмиссии трактора «БЕЛАРУС-80.1»

Потери мощности составляющих трансмиссии трактора зависят от конструктивных параметров агрегатов, условий эксплуатации [4]. С увеличением частоты вращения приводных валов потери растут. Утраченная мощность превращается в теплоту, нагревая смазочное масло. С повышением температуры смазочного масла потери мощности уменьшаются. Так при холостом прокручивании коробки передач трактора «БЕЛАРУС-80.1» с увеличением температуры смазочного масла от 50 до 80 °С потери мощности снижаются. Снижение составляет до 16% от затрачиваемой мощности при частоте вращения коленчатого вала 2200 мин<sup>-1</sup> с понижающим редуктором и 25,9% – без редуктора.

Эксплуатационными испытаниями тракторов «БЕЛАРУС-80.1» на VIII передаче установлено, что после начала передачи крутящего момента температура смазочного масла трансмиссии начинает повышаться и стабилизация ее наступает через шесть часов работы под нагрузкой и достигает 80 °С, без нагрузки температура масла стабилизировалась при 48 °С через три часа работы (рисунок 5).

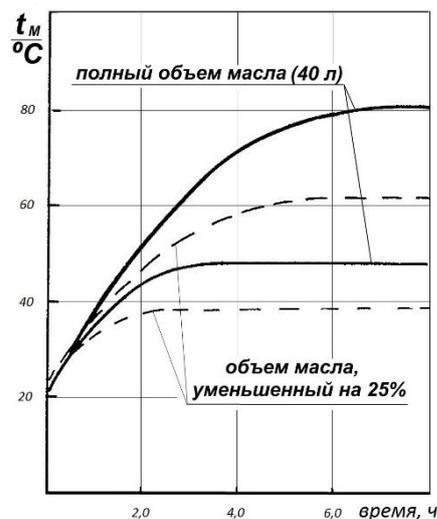


Рис. 5 – Зависимость температур масла трансмиссии трактора «БЕЛАРУС-80.1» на III передаче

Отметим, что температура масла в трансмиссии ниже 80 °С нежелательна. На основании анализа экспериментальных исследований тепловыделений в трансмиссию трактора «БЕЛАРУС-2022» установлено, что 2/3 всего количества поступающей теплоты необходимо отводить принудительно для обеспечения нормального теплового режима.

Мероприятия по снижению тепловой напряженности трансмиссии носят организационный и конструктивный характер. Мероприятия организационного характера не требуют для их внедрения существенных дополнительных затрат, материалов. Примером этому является установление оптимального уровня масла в корпусе трансмиссии. Снижение уровня масла в допустимых для обеспечения смазки пределах уменьшит потери мощности на барботаж масла, а следовательно, нагрев масла снизится.

Тракторы «БЕЛАРУС», содержащие гидравлическую систему управления коробкой передач, автоматической блокировкой дифференциала, тормозов, рулевого привода и гидростатический отбор мощности, являются наиболее напряженными в тепловом отношении. Для обеспечения работы данной системы необходимы насосы, фильтрующие блоки, клапаны, дроссели, гидравлические аккумуляторы, блоки охлаждения. Отдельные блоки системы работают постоянно, обеспечивая функционирование системы в нужный момент. Другие, в основном это блоки управления, включаются при необходимости. Потери мощности, идущие на нагрев смазочного масла, достаточно значительны. Для снятия теплового напряжения трансмиссия данных тракторов комплектуется радиатором охлаждения смазочного масла. Теплосъем с такого радиатора равен 2,4 кДж/с [2].

**Выводы.** Для снижения тепловых напряжений возможно объединение, совмещение функций систем для уменьшения гидравлических сопротивлений элементов управления. Разработка и выбор оптимальных диапазонов и передач в коробке переключения скоростей уменьшает механическое трение и количество управляемых гидромуфт. Конструкторская разработка агрегатов трансмиссии для снижения теплового напряжения предполагает оптимизацию их по числу передач, по числу диапазонов, по скорости движения.

Основным экономическим показателем сельскохозяйственного трактора является удельный расход топлива. Потери мощности оказывают существенное влияние на технико-экономические показатели трактора, так как стоимость потерь мощности включается в эксплуатационные расходы трактора и в конечном итоге в себестоимость получаемой продукции. Задача рационального построения и оптимизации передачи мощности в узлах трансмиссии заключается в поддержании оптимального соотношения между удельными показателями расхода топлива и превращаемыми в теплоту потерями мощности.

### Литература

1. Бобровник, А.И. Системный выбор энергетических параметров колесных тракторов: справочник / А.И. Бобровник, И.Н. Усс, В.Е. Тарасенко [и др.]. – Минск, БГАТУ, 2011. – 104 с.
2. Якубович, А.И. Тепловой режим тракторов класса 1,4 – 2. Проектирование, расчёт и исследование систем охлаждения: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03, 05.04.02 / А.И. Якубович. – Минск, 1993. – 329 л.
3. Конструкция тракторов и автомобилей: пособие / сост. И.Н. Шило [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2012. – 816 с.
4. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория: учеб. пособие / В.П. Бойков [и др.]; под общ. ред. В.П. Бойкова. – Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2012. – 543 с.
5. Бобровник, А.И. Трансмиссии тракторов и автомобилей: учебно-метод. пособие / А.И. Бобровник [и др.]; М-во сельск. хоз-ва Респ. Беларусь, Бел. гос. аграрн. техн. у-т. – Минск, 2012. – 212 с.

**Tarasenko V. Research of the thermal mode of units of transmission of the agricultural tractors «belarus»**

In article presented results of analytical research of distribution of thermal streams to transmissions of agricultural tractors, and also experimental data of losses of power in transmission of the «BELARUS-80.1» tractor.

**Keywords:** tractor, transmission, thermal stream, warmth, power, friction, mechanism.

**References**

1. Bobrovnik, A.I. Sistemnii vibor energeticheskikh parametrov kolesnih traktorov spravochnik / A.I. Bobrovnik, I.N. Uss, V.E. Tarasenko [i dr.]. – Minsk, BGATU, 2011. – 104 s.
2. Yakubovich, A.I. Teplovoi rejim traktorov klassa 1\_4 – 2. Proektirovanie raschet i issledovanie sistem ohlajdeniya dis. ... d-ra tehn. nauk 05.05.03 05.04.02 / A.I. Yakubovich. – Minsk, 1993. – 329 s.
3. Konstrukciya traktorov i avtomobilei \_ posobie / sost. I.N. Shilo [i dr.]. – Minsk, BGATU, 2012. – 816 s.
4. Mnogocelevie gusenichnie i kolesnie mashini. Teoriya ucheb. posobie / V.P. Boikov [i dr.]; pod obsch. red. V.P. Boikova. – Minsk, Novoe znanie; M. \_ INFRA, M: 2012. – 543 s
5. Bobrovnik, A.I. Transmissii traktorov i avtomobilei uchebno\_metod. posobie / A.I. Bobrovnik [i dr.]; M-vo selsk. hoz\_va Resp. Belarus\_ Bel. gos. agrarn. tehn. u\_t. – Minsk, 2012. – 212 s.