ПРОЦЕССЫ И МАШИНЫ АГРОИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

PROCESSES AND MACHINERY OF AGRO-ENGINEERING SYSTEMS

УДК 656.13
ГРНТИ 73.31

Долгушин А.А., канд.техн.наук, доцент;
Воронин Д.М., д-р техн.наук, профессор;
Гуськов Ю.А., д-р техн.наук, доцент;
Курносов А.Ф., канд.техн.наук,
ФГБОУ ВО Новосибирский ГАУ,
г. Новосибирск, Россия
E-mail: dolgushin07@rambler.ru; nsauii@ngs.ru; anton_kurnosov@mail.ru

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ПОДОГРЕВА АГРЕГАТОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

В статье предложена методика теплового расчета систем подогрева агрегатов автомобиля за счет использования теплоты отработавших газов двигателя, предполагающая оценивать рекуперированную теплоту отработавших газов, потери теплоты на нагрев самой системы подогрева, потери теплоты в окружающую среду и теплоту для нагрева агрегатов автомобиля. Математический аппарат предлагаемой системы подогрева основан на теории теплообмена, требующий составления теплового баланса системы подогрева и подробной оценки каждого вида ее теплового взаимодействия с подогреваемыми агрегатами и системами автомобиля и окружающей средой. Потери теплоты в окружающую среду предлагается оценивать конвективным теплообменом, что значительно упростит расчеты при практически неизменной величине погрешности. Предложенная методика позволяет определить время нагрева агрегатов автомобиля и необходимые для этого геометрические параметры элементов системы подогрева при различных теплофизических свойствах источника теплоты и окружающей среды.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: РЕКУПЕРАЦИЯ ТЕПЛОТЫ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ, РАСХОД ГАЗОВ, ТЕПЛОПОТРЕБИТЕЛЬ, ТЕПЛОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ

UDC 656.13

Dolgushin A.A., Cand.Tech.Sci., Associate Professor;
Voronin D.M., Dr Tech. Sci., Professor;
Guskov Yu.A., Dr Tech. Sci., Associate Professor;
Kurnosov A.F., Cand. Tech. Sci.
Novsibirsk State Agricultural University,
Novosibirsk, Russia
E-mail: dolgushin07@rambler.ru; nsauii@ngs.ru; anton_kurnosov@mail.ru

CALCULATION OF PARAMETERS OF THE MODERNIZED HEATING SYSTEM FOR VEHICLES' UNITS

The article presents the methods of thermal calculation of the heating systems for the automobile units by using exhaust gas heat of the engine. The methods are intended to estimate recuperated heat from exhaust gases, heat loss caused by heating of the heating system itself,

heat leakage and warmth for the heating car units. The mathematical apparatus of the proposed heating system is based on the theory of heat transfer, requiring the preparation of a heat balance of the heating system and detailed assessment of each of its thermal interaction with the heated aggregates and systems of the car and the environment. The authors suggest evaluation of heat leakage by convective heat transfer, which greatly simplifies the calculations having almost constant value of the error. The proposed methods give opportunity to determine the time of heating of the car units, and the necessary geometrical parameters of elements of heating system at different thermophysical properties of the heat source and the environment.

KEYWORDS: HEAT RECOVERY OF EXHAUST GAS, GAS FLOW, CONSUMER OF HEAT, HEATING EFFICIENCY.

При выполнении работ автомобильным транспортом в условиях отрицательных температур существует необходимость в дополнительном источнике энергии для создания минимально необходимого рабочего теплового режима и компенсации возрастающих потерь теплоты с поверхности агрегатов и систем.

Существующие в настоящее время способы и средства подогрева зачастую малоэффективны, направлены на решение проблемы отдельных агрегатов и зависят, как правило, от внешнего источника электрической энергии. Имеющиеся средства подогрева, представленные в работах [1, 2, 3 и др.], требуют совершенствования, в первую очередь, в части повышения эффективности рекуперации теплоты отработавших газов (ОГ) и создания комплексного подогрева агрегатов и систем за счет увеличения количества теплообменников. Решение указанной проблемы необходимо начать с разработки теоретических предпосылок по тепловому расчету модернизированной системы подогрева.

Цель исследований заключалась в разработке теоретических предпосылок подогрева агрегатов и систем автомобиля за счет использования теплоты отработавших газов двигателя.

Для достижения поставленной цели авторам необходимо было решить следующие **задачи**:

1. Составить тепловой баланс системы подогрева при неустановившемся режиме работы с учетом неограниченного количества нагреваемых агрегатов.

2. Описать процесс рекуперации теплоты отработавших газов модернизированным глушителем-рекуператором (ГР) и ее передачи нагреваемым агрегатам.

3. Разработать модель процесса изменения времени нагрева агрегатов и систем автомобиля при изменении геометрических параметров глушителя-рекуператора, обеспечивающую возможность теоретически обосновать оптимальные контруктивно-режимные параметры системы подогрева.

Объектом исследования являлись процессы теплообмена агрегатов и систем автомобиля, модернизированной системы подогрева и окружающей среды.

При проведении теоретических исследований использовались методы теплотехники, базирующиеся на первом и втором началах термодинамики, позволяющие оценить предельно возможные энергетические показатели системы подогрева.

Для подогрева агрегатов предлагается использовать часть вторичной теплоты двигателя − теплоту отработавших газов. При этом теплота ОГ будет отводиться глушителем-рекуператором (рисунок 1), внедренным непосредственно в систему выпуска. Отдача теплоты агрегатам и системам автомобиля будет происходить посредством теплообмена промежуточного теплоносителя и трансмиссионного масла через теплообменники. Передача теплоты от ГР до теплопотребителя осуществляется тепловой сетью посредством промежуточного жидкостного теплоносителя

(ПТ). ГР, тепловая сеть и теплопотребитель вместе представляют собой систему подогрева (СП) аналогичную представленной в работе [3].

В основу конструкции ГР был положен стандартный глушитель автомобиля КАМАЗ-5320. Принцип работы данного глушителя основан на снижении скорости движения отработавших газов и, как следствие, −уровня звукового давления.

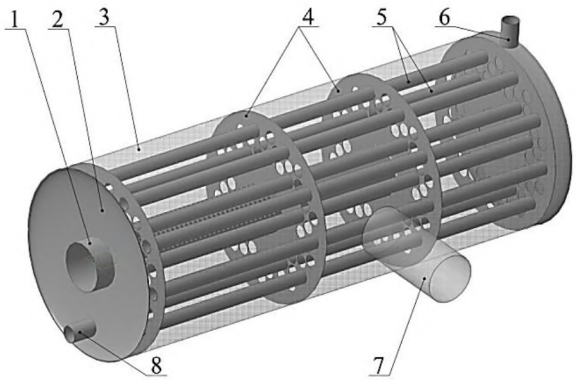

Рис.1.Схема глушителя-рекуператора:
1 – перфорированная труба;
2 – стенка передняя; 3 – корпус;
4 – фланец промежуточный; 5 – трубки теплообмена; 6 – штуцер выпускной;
7 – патрубок выпускной; 8 – штуцер впускной.

Для сохранения сопротивления прохождению через глушитель отработавших газов, его принципиальная конструкция была сохранена. При этом, количество и диаметр отверстий промежуточных фланцев 4для прохождения отработавших газов осталось аналогичным стандартному глушителю.

Глушитель-рекуператор работает следующим образом. Горячие отработавшие газы от двигателя входят через перфорированную трубу 1, попадают в основную полость, ограниченную корпусом 3, омывают трубки теплообмена 5, теряют скорость и теплоту и выходят из выпускного патрубка 7, тем самым снижается интенсивность звука и температура отработавших газов. В свою очередь жидкость, например антифриз, движется в направлении от впускного штуцера 6 к выпускному 8, омывая с внутренней стороны трубки теплообмена и принимая тепло от отработавших газов. Нагретую жидкость можно использовать как для повышения эффективности работы систем подогрева, приведенных в источниках [1, 2, 3, 4], так и для подогрева двигателей и салонов автобусов и автомобилей.

Тепловой баланс предлагаемой СП запишется в следующем виде (рис. 2):

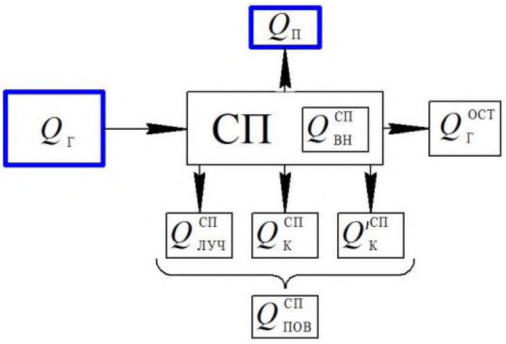

Рис. 2. Схема потоков теплоты системы подогрева

$$Q^{СП}_{ВН} = Q_{Г} - Q^{ОСТ}_{Г} - Q_{П} - Q^{СП}_{ЛУЧ} - Q^{СП}_{К} - Q'^{СП}_{К} \quad (1)$$

или

$$Q'_{Г} = Q^{СП}_{ВН} + Q_{П} + Q^{СП}_{ПОВ}, \quad (2)$$

где $Q^{СП}_{ВН}$ – количество теплоты, затрачиваемое на изменение внутренней тепловой энергии СП, Дж;

$Q^{ОСТ}_{Г}$ – количество теплоты отработавших газов двигателя на выходе из ГР, Дж;

$Q_{П}$ – количество теплоты, переданное нагреваемым агрегатам и системам автомобиля, Дж;

$Q^{СП}_{ЛУЧ}$ – количество теплоты, теряемое СП за счет лучистого теплообмена, Дж;

$Q^{СП}_{К}$ – количество теплоты, теряемое СП за счет конвективного теплообмена, Дж;

$Q'^{СП}_{К}$ – количество теплоты, теряемое СП за счет контактного теплообмена, Дж;

$Q'_{Г}$ – количество теплоты ОГ, рекуперированное СП, Дж;

$Q^{СП}_{ПОВ}$ – суммарное количество теплоты, отведенное с поверхности СП, Дж.

Повышение температуры промежуточного теплоносителя СП происходит за

счет изменения ее внутренней тепловой энергии, которая определяется по формуле [4]

$$Q_{\text{ВН}}^{\text{СП}} = m_{\text{ПТ}} c_{\text{ПТ}} (\overline{T}_{\text{ПТ}} - \overline{T}_{\text{ВП}}) + \sum_{i=1}^{n} m_{\text{iД}}^{\text{СП}} c_{\text{iД}}^{\text{СП}} (\overline{T}_{\text{ПТ}} - \overline{T}_{\text{ВП}}), \quad (3)$$

где $m_{\text{ПТ}}$ и $m_{\text{iД}}^{\text{СП}}$ – масса промежуточного теплоносителя и i-й детали системы подогрева соответственно, участвующих в теплообмене, кг;

$c_{\text{ПТ}}$ и $c_{\text{iД}}^{\text{СП}}$ – удельные теплоемкости промежуточного теплоносителя и i-й детали системы подогрева соответственно, участвующих в теплообмене, Дж/(кг·К).

$\overline{T}_{\text{ПТ}}$ – среднединамическая температура промежуточного теплоносителя системы подогрева, К;

$\overline{T}_{\text{ВП}}$ – среднединамическая температура воздушного потока, обдувающего ГР, К;

n – количество деталей системы подогрева, шт.

Рекуперация теплоты ОГ происходит через стенки трубок ГР [5] посредством теплопередачи и определяется выражением:

$$Q'_{\Gamma} = 2\pi m \ell_{\text{Т}}^{\text{Р}} \tau^{\text{СП}} k_{\Sigma} (\overline{T}_{\Gamma} - \overline{T}_{\text{ПТ}}), \quad (4)$$

$$k_{\Sigma} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\Gamma} R_1} + \frac{1}{\lambda_{\text{Р}}} \ln \frac{R_2}{R_1} + \frac{1}{\alpha_{\text{ПТ}}^{\text{Р}} R_2}} \quad (5)$$

где π – математическая константа;

m– количество трубок ГР;

$\ell_{\text{Т}}^{\text{Р}}$ – длина одной трубки ГР, м;

$\tau^{\text{СП}}$ – время осуществления процесса подогрева, с ($\tau^{\text{СП}} = \tau$);

k_{Σ} – суммарный коэффициент теплопередачи на единицу длины трубки ГР, Вт /(м·К);

$\lambda_{\text{Р}}$ – коэффициент теплопроводности стенки трубки ГР, Вт/(м·К);

$\overline{T}_{\Gamma}$ – среднединамическая температура отработавших газов двигателя, К;

R_1 – внутренний радиус стенки трубки ГР, м;

R_2 – внешний радиус стенки трубки ГР, м;

α_{Γ} – коэффициент конвективной теплоотдачи от отработавших газов стенкам трубок ГР, Вт/(м^2·К);

$\alpha_{\text{ПТ}}^{\text{Р}}$ – коэффициент конвективной теплоотдачи от стенок трубок ГР промежуточному теплоносителю, Вт/(м·К);

Теплота, переданная агрегатам и системам автомобиля определяется следующим выражением:

$$Q_{\text{П}} = Q_{\text{П}_1} + Q_{\text{П}_2} + \ldots + Q_{\text{П}_n} = \sum_{\text{i}=1}^{n} Q_{\text{П}_\text{i}}, \quad (6)$$

где $Q_{\text{П}_i}$ – количество теплоты, переданноеi-му агрегату автомобиля, Дж;

Теплота, отведенная с поверхности системы подогрева в окружающую среду, представлена в основном конвективным теплообменом и определяется по формуле

$$Q_{\text{ПОВ}}^{\text{СП}} = \overline{\alpha}_k^{\text{СП}} \cdot F_{\text{ПОВ}}^{\text{СП}} \cdot \tau^{\text{СП}} \cdot (\overline{T}_{\text{ПТ}} - \overline{T}_{\text{ВП}}), \quad (7)$$

где $\overline{\alpha}_k^{\text{СП}}$ – средний по поверхности коэффициент конвективной теплоотдачи системы подогрева, Дж/(м^2·К·с);

$F_{\text{ПОВ}}^{\text{СП}}$ – площадь поверхности системы подогрева, участвующей в теплоотдаче, м^2.

Принимая во внимание тот факт, что детали ГР практически со всех сторон обдуваются отработавшими газами, а теплопотребители имеют изоляцию, потерями с их поверхностей конвективным теплообменом можно пренебречь, а величину $\overline{\alpha}_k^{\text{СП}}$ остальных элементов в условиях вынужденной конвекции при внешнем обтекании воздухом определяли по стандартной методике [4].

Заключительный этап теоретических исследований направлен на определение времени нагрева масла в картере ведущих мостов, при этом стоит учесть температуру промежуточного теплоносителя:

$$\tau^{\text{СП}} = \frac{Q_{\text{П}} + (\overline{T}_{\text{ПТ}} - \overline{T}_{\text{ВП}})(m_{\text{ПТ}} c_{\text{ПТ}} + \sum_{i=1}^{m} m_{\text{iД}}^{\text{СП}} c_{\text{iД}}^{\text{СП}})}{2\pi m \ell_{\text{Т}}^{\text{Р}} k_{\Sigma} (\overline{T}_{\Gamma} - \overline{T}_{\text{ПТ}}) - \overline{\alpha}_k^{\text{СП}} \cdot F_{\text{ПОВ}}^{\text{СП}} \cdot (\overline{T}_{\text{ПТ}} - \overline{T}_{\text{ВП}})}; \quad (8)$$

или

$$\tau^{\text{СП}} = \frac{Q_{\text{П}} + Q_{\text{ВН}}^{\text{СП}}}{q_{\text{Р}} - q_{\text{ПОВ}}^{\text{СП}}}. \qquad (9)$$

Таким образом, определив суммарный коэффициент теплопередачи ГР и задавая его геометрические и теплофизические параметры, можно установить необходимое время работы системы подогрева для изменения температуры масла агрегатов и систем.

На основе уравнения (8) был произведен расчет времени нагрева масла на примере ведущих мостов автомобилей марки КАМАЗ при условии максимальной теплопроизводительности ГР и теплопередачи теплообменников мостов при работе двигателя в режиме холостого хода. Результаты расчета представлены на рисунке 3.

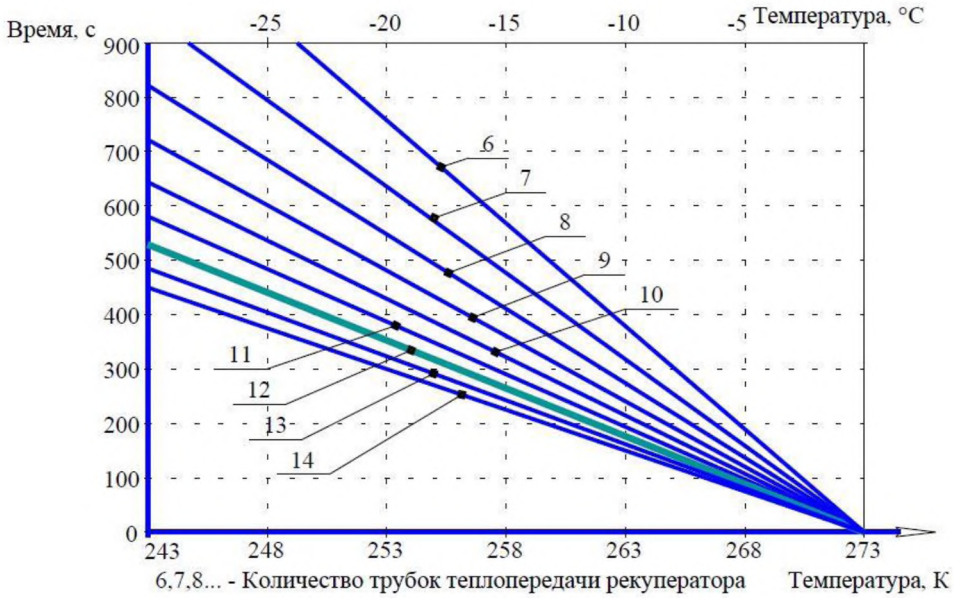

Рис.3. Расчетные зависимости времени нагрева масла в редукторах ведущих мостов автомобилей КАМАЗ от температуры окружающей среды и количества трубок теплопередачи

Анализ рисунка показывает прямую зависимость времени нагрева масла в редукторах ведущих мостов от температуры окружающей среды. Это связано с тем, что потери с поверхности системы подогрева незначительны и учитываются формулой (7). Из рисунка также видно, что увеличение количества трубок теплопередачи ГР (площади поверхности ГР, обдуваемой ОГ) приводит к значительному сокращению времени нагрева масла в редукторах ведущего моста. Ограничение заводом-изготовителем КАМАЗ времени работы двигателя в режиме холостого хода 15 минут (900 с) обусловливает необходимость обоснования минимально необходимого количества трубок теплопередачи (рис. 3).

Из рисунка 4 видно, что количество трубок теплопередачи нелинейно влияет на время нагрева масла в редукторах ведущих мостов, при этом интенсивность влияния уменьшается по мере увеличения их числа. Так, если увеличение числа трубок с 6 до 10 шт. приводит к сокращению времени нагрева масла с 1137с до 644 с, то есть на 493 с, то дальнейшее увеличение трубок до 14 шт. приводит к сокращению времени нагрева лишь на 195 с (с 644 до 449 с).

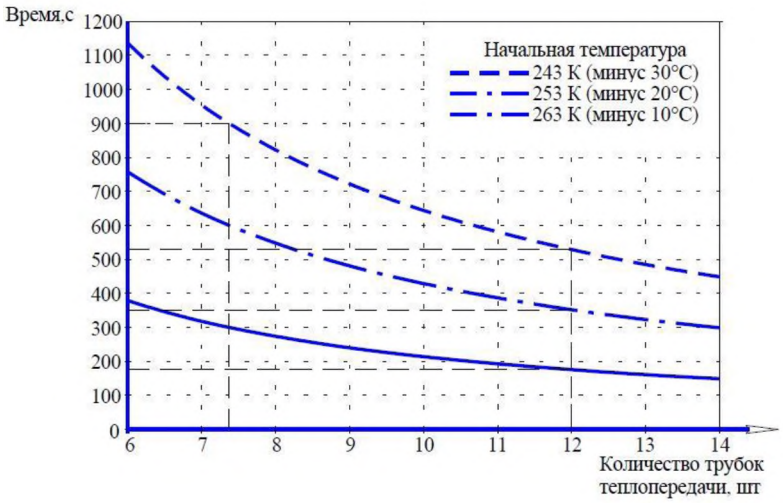

Рис. 4. Изменение времени нагрева масла в редукторах ведущих мостов от количества трубок теплопередачи

Таким образом, для максимальной теплопроизводительности ГР площадь его поверхности, обдуваемая ОГ, должна быть как можно больше, однако, исходя из теоретических исследований, можно сделать вывод, что бесконечное увеличение размеров ГР не приведет к должному эффекту из-за снижения степени влияния площади поверхности трубок теплопередачи на величину теплового потока. В связи с этим, при изготовлении ГР стоит исходить не только из необходимости энергетического, но и экономического эффекта. Здесь же стоит учесть, что сопротивление прохождению отработавших газов в ГР должно быть аналогичным штатному глушителю.

На основе теоретических исследований рекомендуется изготовить ГР (рисунок 1) с 12 трубками теплопередачи, что позволит получить максимальную теплопроизводительность при сохранении площади отверстий и, соответственно, сопротивления отработавших газов на уровне стандартного глушителя, время нагрева трансмиссионного масла при этом составит от 190 до 520 с при температуре окружающей среды от минус 10 до минус 30 °С соответственно.

Выводы

1. Составлен тепловой баланс модернизированной системы подогрева при неустановившемся режиме ее работы, позволяющий определить количество теплоты, необходимое для подогрева неограниченного количества подогреваемых агрегатов автомобиля.

2. Математически описан процесс рекуперации теплоты отработавших газов модернизированным глушителем-рекуператором и ее передачи нагреваемым агрегатам, что подтверждает возможность их нагрева предложенным средством в различных условиях окружающей среды при работе двигателя в режиме холостого хода.

3. Получена математическая модель теплообмена системы подогрева, агрегатов автомобиля и окружающей среды, позволяющая определить время нагрева масла в агрегатах в зависимости от геометрических параметров глушителя-рекуператора.

5. Анализ полученных теоретических данных изменения времени нагрева агрегатов от количества трубок теплопередачи глушителя-рекуператора позволил установить, что при работе двигателя в режиме холостого хода для нагрева агрегатов вполне достаточно 12 трубок теплопередачи, при этом время нагрева составит от 190 до 520 с при температуре окружающей среды от минус 10 до минус 30 °С.

Список литературы

1. Пат. №119086 РФ, МПК F 28 D 15/00. Система подогрева механической трансмиссии и подвески транспортного средства / А.А. Долгушин, А.Ф. Курносов, С.П. Шведов – №2012101908; заявл. 19.01.2012, опубл. 10.08.2012 г. Бюл. №22.

2. Пат. №130058 РФ, МПК F 28 D 15/00. Система обеспечения теплового режима редукторов механической трансмиссии транспортного средства / А.А. Долгушин, А.Ф. Курносов − №2013109900; заявл. 05.03.2013, опубл. 10.07.2013. Бюл. №19.

3. Долгушин А.А. Подогрев транспортных средств / А.А. Долгушин, А.Ф. Курносов // Сельский механизатор. – 2013. − №2. − С. 38-39.

4. Курносов А.Ф.Подогрев механической коробки передач транспортных средств сельскохозяйственного назначения в условиях Сибири: дис. ... канд. техн. наук / А.Ф. Курносов. − Новосибирск, 2016.

5. Долгушин А.А. Глушитель-рекуператор отработавших газов / А.А. Долгушин, Ю.А. Гуськов, А.Ф. Курносов и др. // Материалы VII региональной науч.-практ. конф. / Новосиб. гос. аграр. ун-т. − Новосибирск, 2015. − С. 251-254.

Reference

1. Pat. №119086 RF, MPK F 28 D 15/00. Sistema podogreva mehanicheskoj transmissii i podveski transportnogo sredstva (Heating System of Car Mechanical Transmission and Car Suspension), A.A. Dolgushin, A.F. Kurnosov, S.P. Shvedov, No 2012101908, zajavl. 19.01.2012, opubl. 10.08.2012 g. Bjul. No 22.

2. Pat. №130058 RF, MPK F 28 D 15/00. Sistema obespechenija teplovogo rezhima reduktorov mehanicheskoj transmissii transportnogo sredstva (Thermal Conditions System for the Reductors of Vehicle's Mechanical Transmission), A.A. Dolgushin, A.F. Kurnosov, No 2013109900, zajavl. 05.03.2013, opubl. 10.07.2013. Bjul. No 19.

3. Dolgushin A.A. Podogrev transportnyh sredstv (Vehicles Heating), A.A. Dolgushin, A.F. Kurnosov, *Sel'skij mehanizator*, 2013, No 2, PP. 38-39.

4. Kurnosov A.F.Podogrev mehanicheskoj korobki peredach transportnyh sredstv sel'skohozjajstvennogo naznachenija v uslovijah Sibiri (Agricultural Vehicles Manual Gearbox Heating in the Environment of Siberia), dis. ... kand. tehn. nauk, A.F. Kurnosov, Novosibirsk, 2016.

5. Dolgushin A.A. Glushitel'-rekuperator otrabotavshih gazov (Exhaust Silencer and Recuperator), A.A. Dolgushin, Ju.A. Gus'kov, A.F. Kurnosov i dr., Materialy VII regional'noj nauch.-prakt. konf., Novosib. gos. agrar. un-t, Novosibirsk, 2015, PP. 251-254.

УДК 631.363
ГРНТИ 68.85.39

Доценко С.М., д-р техн. наук, профессор;
Маркин Д.А., аспирант;
Вараксин С.В., канд. техн. наук, доцент;
Гончарук О.В., канд. техн. наук, доцент;
ФГБОУ ВО Дальневосточный ГАУ,
г. Благовещенск, Амурская область, Россия
E-mail: armahem21@mail.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ РАЗРАБОТКИ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕ-ЭКСТРАКЦИОННОГО УСТРОЙСТВА

Рациональное использование соевого зерна и продуктов его переработки связано не только с наличием протеина, минеральных веществ, жира и витаминов. Необходимо еще и обеспечить повышение поедаемости сои и биологической доступности протеина. Поэтому основной путь повышения продуктивности животных - это решение вопроса переработки такого высокобелкового продукта как соя. После анализа литературных источников была составлена схема классификации технологических операций и устройств по получению соевых композиций. Также разработана формализованная структурно-функциональная схема устройства для получения соево-корнеплодных продуктов. Представлены результаты исследований по выделению путем экстракции необходимых для сельскохозяйственных животных питательных соево-зерновых, соево-морковных и других композиций. Было установлено, что для эффективного процесса извлечения питательных веществ из соевых композиций и большего их