

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ И ВЫБОР СПОСОБА УРАВНОВЕШИВАНИЯ СИЛЫ ТЯЖЕСТИ ПОГРУЗОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА

А.Н. Смирнов,

доцент каф. стандартизации, метрологии и инженерной графики БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

Н.Г. Серебрякова,

зав. каф. моделирования и проектирования БГАТУ, канд. пед. наук, доцент

П.В. Авраменко,

зав. каф. стандартизации, метрологии и инженерной графики БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

Н.Н. Казакевич,

аспирант агромеханического факультета БГАТУ

Е.Ю. Жушма,

студент агромеханического факультета БГАТУ

В статье предложен и теоретически обоснован способ уравновешивания силы тяжести погрузочного оборудования фронтального погрузчика путем установки пружинных аккумуляторов. Приведено сравнение и показано его преимущество перед традиционным способом. Разработана новая методика расчета параметров энергосберегающей системы на основе пружин растяжения.

Ключевые слова: погрузчик, гидроцилиндры, пружинные аккумуляторы, энергоэффективность.

The article proposes and theoretically substantiates the method of balancing the gravitational force of the loading equipment of the front-end loader by installing the spring accumulators. A comparison is given and its advantage over the traditional method is shown. A new methodology for calculating the parameters of the energy-saving system based on tension springs has been developed.

Key words: loader, hydraulic cylinder, spring accumulators, energy efficiency.

Введение

Фронтальные погрузчики применяются в разных отраслях народного хозяйства для выполнения широкого спектра работ с использованием различного смещенного рабочего оборудования, в том числе грузоподъемного – ковша нормального, уменьшенного, увеличенного, двухчелюстного, решетчатого, а также вил грузовых, захвата челюстного, захвата лапового и др.

Данные погрузчики являются машинами циклического действия. Они совершают полезную работу при подъеме определенного груза, однако при этом затрачивается энергия на подъем погрузочного оборудования, что приводит к уменьшению грузоподъемности, а также дополнительным энергозатратам и снижению КПД.

Технический прогресс в этой области направлен на постоянное совершенствование конструкций таких машин и улучшение их технико-экономических параметров [1, 2].

Конструкция погрузочного оборудования фронтального погрузчика, включающая гидромеханизм подъема стрелы, во многом определяет его основные технико-экономические показатели, такие как увели-

чение грузоподъемности (производительности), повышение энергоэффективности и топливной экономичности [3, 4].

Одним из направлений для этих целей является создание энергосберегающих систем, позволяющих повысить грузоподъемность и снизить расход топлива [5, 6].

Теоретические и экспериментальные исследования гидроприводов одноковшовых фронтальных погрузчиков (динамика, совершенствование кинематики погрузочного оборудования, разработка энергосберегающих гидроприводов) описаны в работах С.В. Абрамова, П.С. Акользиной, Т.В. Алексеевой, И.П. Бородачева, А.В. Вавилова, Л.А. Гобермана, Г.В. Забегалова, И.В. Лесковца, А.М. Лукина, А.Н. Подсвинова, Г.И. Поникарова, В.Н. Тарасова, Г.И. Теремязева, А.М. Щемелева и других.

Важным аспектом в этих работах является задача уравновешивания силы тяжести погрузочного оборудования с порожним ковшом при его подъеме, так как это дает значительный экономический эффект, выражающийся в повышении грузоподъемности и экономии топлива.

Решению данной задачи на основе использования пневмогидроаккумуляторов (ПГА) много внима-

ния было уделено в научных и образовательных организациях ближнего и дальнего зарубежья [7-9].

Установка масляно-азотных ПГА требует их обслуживания и заправку газом. Кроме этого, необходима установка дополнительного гидроцилиндра для передачи усилия от ПГА к стреле погрузчика при подъеме. Поэтому энергосберегающие гидроприводы (ЭСГП) с применением ПГА не получили достаточно широкого применения несмотря на актуальность данной проблемы.

Целью настоящей работы является повышение производительности и энергоэффективности фронтального погрузчика обоснованием способа уравнивания силы тяжести погрузочного оборудования.

Основная часть

Для увеличения производительности и энергоэффективности была разработана энергосберегающая система малогабаритного погрузчика с бортовым поворотом Амкодор 208В грузоподъемностью 1,05 т с применением пружин кручения, которая обеспечивала значительный экономический эффект [10]. Однако использовать пружины кручения на фронтальных погрузчиках большей грузоподъемности невозможно ввиду увеличения их габаритов и отсутствия места, достаточного для компоновки, а установка пружин сжатия требует специальной оправки для предотвращения потери их устойчивости, что усложняет конструкцию. Поэтому наиболее рациональным является использование пружин растяжения в качестве пружинных аккумуляторов. В этом случае два стреловых гидроцилиндра можно заменить двумя пружинами растяжения, расположив их внутри передней полурамы, а на подъем стрелы ввести один гидроцилиндр, закрепив его по центру.

Уравновешивающая (энергосберегающая) система должна полностью компенсировать вес погрузочного оборудования без груза в ковше от нижнего до верхнего положения стрелы при ее подъеме (рис. 1).

Определим КПД процесса подъема стрелы с грузом в ковше стреловыми гидроцилиндрами погрузчика Амкодор 333В грузоподъемностью 3,3 т без установки пружинных аккумуляторов:

$$\eta_1 = A_{\Pi} / A_3 = A_{\Gamma} / [(A_{\Gamma} + A_{\text{ПК}}) / \eta_M],$$

где A_{Π} , A_3 – соответственно, работа полезная и затраченная, Дж;

A_{Γ} – работа, затраченная на подъем груза в ковше, Дж;

$A_{\text{ПК}}$ – работа, затраченная на подъем погрузочного оборудования без груза в ковше, Дж;

$\eta_M = 0,9$ – коэффициент, учитывающий механические потери в шарнирах погрузочного оборудования [11].

$$A_{\Pi} = A_{\Gamma} = P_{\Gamma} H_{\Gamma} = m_{\Gamma} g H_{\Gamma}, \text{ Дж},$$

где P_{Γ} – вес груза в ковше, Н;

$H_{\Gamma} = 3,54$ м – вертикальное перемещение центра масс груза в ковше при подъеме в силовом потенциальном поле (рис. 1);

$m_{\Gamma} = 3300$ кг – масса груза в ковше;

$g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения;

$$A_{\Pi} = A_{\Gamma} = 3300 \cdot 9,81 \cdot 3,54 = 114600 \text{ Дж};$$

$$A_{\text{ПК}} = m_{\text{ПК}} g H_{\text{ПК}}, \text{ Дж},$$

где $m_{\text{ПК}} = 1380$ кг – масса погрузочного оборудования без груза в ковше;

$H_{\text{ПК}} = 2,72$ м – вертикальное перемещение в силовом потенциальном поле центра масс погрузочного оборудования без груза в ковше при подъеме (рис. 1);

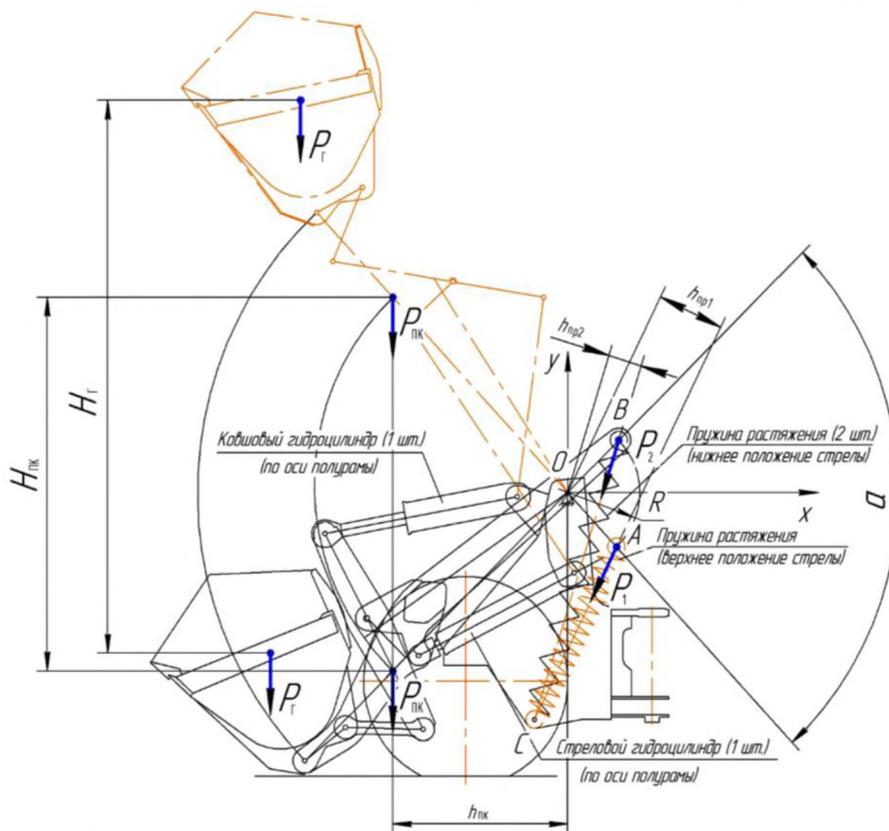


Рисунок 1. Схема уравнивающей системы погрузочного оборудования фронтального погрузчика Амкодор 333В

$$A_{\text{ПК}} = 1380 \cdot 9,81 \cdot 2,72 = 36823 \text{ Дж};$$

$$\eta_1 = 114600 / [(114600 + 36823) / 0,9] = 0,68.$$

Найдем КПД процесса подъема стрелы с грузом в ковше стреловыми гидроцилиндрами погрузчика с пружинными аккумуляторами η_2 :

$$\eta_2 = A_{\Gamma} / A_3 = A_{\Gamma} / [(A_{\Gamma} + A_{\text{ПК}}) / \eta_{\text{М}} - A_{\text{ПК ПР}}],$$

где $A_{\text{ПК ПР}} = A_{\text{ПК}}$ – работа, совершаемая пружинными аккумуляторами;

$$\eta_2 = 114600 / [(114600 + 36823) / 0,9 - 36823] = 0,87.$$

Отношение работ, совершаемых стреловыми гидроцилиндрами с пружинными аккумуляторами и без их установки, равно:

$$[(A_{\Gamma} + A_{\text{ПК}}) / \eta_{\text{М}} - A_{\text{ПК ПР}}] / [(A_{\Gamma} + A_{\text{ПК}}) / \eta_{\text{М}}] / = = [(114600 + 36823) / 0,9 - 36823] / [(114600 + 36823) / 0,9] = 0,78.$$

Следовательно, снижение энергозатрат при одинаковой грузоподъемности составит: $1 - 0,78 = 0,22$ или 22 %.

Определим момент $M_{\text{ПК}}$ от веса погрузочного оборудования без груза в ковше в нижнем положении стрелы относительно ее оси вращения O (рис. 1):

$$M_{\text{ПК}} = P_{\text{ПК}} h_{\text{ПК}}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $P_{\text{ПК}}$ – вес погрузочного оборудования без груза в ковше, Н;

$h_{\text{ПК}}$ – плечо силы РПК относительно оси O , м.

Находим наибольший рабочий момент M_2 , воспринимаемый одной пружиной в нижнем положении стрелы

$$M_2 = M_{\text{ПК}} / n, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где n – число пружин растяжения.

Сила пружины при ее деформации F_2 (м) в нижнем положении стрелы

$$P_2 = M_2 / h_{\text{ПР2}}, \text{ Н},$$

где $h_{\text{ПР2}}$ – плечо силы P_2 относительно оси O при деформации F_2 , м.

Сила P_2 и плечо $h_{\text{ПР2}}$ пружины являются неизвестными.

Ограничение максимальной деформации δ пружины [12]

$$\delta = 1 - P_2 / P_3,$$

где P_3 – сила пружины при ее максимальной деформации F_3 (м), Н.

Для пружин растяжения $\delta = 0,05 \dots 0,1$ [12].

Для уменьшения максимальной длины H_3 пружины при ее максимальной деформации F_3 (м) принимаем $\delta = 0,05$.

$$\text{Тогда } P_2 = P_3 - 0,05P_3 = 0,95P_3;$$

$$P_3 = P_2 / 0,95 = 1,05P_2.$$

В качестве пружин растяжения принимаем пружины растяжения III класса 3 разряда из стали 60С2А (ГОСТ 14959); максимальное касательное напряжение при кручении $\tau_3 = 1050$ МПа; твердость после термообработки HRC 51,5...56,0; упрочнение дробью.

Индекс пружины $c = D_0 / d$,
где D_0 – средний диаметр пружины, м;
 d – диаметр проволоки, м.

$$\text{Отсюда } D_0 = c \cdot d, \text{ м.} \quad (1)$$

Наружный диаметр пружины – $D_{\text{Н}} = D_0 + d$, м.
Внутренний диаметр пружины – $D_{\text{В}} = D_0 - d$, м.
Коэффициент K формы сечения и кривизны витка

$$K = [(4c - 1) / (4c - 4)] + 0,615 / c \quad [12, \text{ с.132}]. \quad (2)$$

Максимальное касательное напряжение τ_3 при кручении при силе P_3

$$\tau_3 = 8KP_3D_0 / \pi d^3 = 8,4KP_2D_0 / \pi d^3, \text{ МПа} \quad [12]. \quad (3)$$

Отсюда $P_2 = \pi d^3 \tau_3 / 8,4K D_0$, Н.

Находим плечо $h_{\text{ПР2}}$ силы P_2 при деформации пружины F_2 (м) в нижнем положении стрелы

$$h_{\text{ПР2}} = M_{\text{ПК}} / P_2, \text{ м}.$$

У погрузчика Амкодор 333В при подъеме стрелы моменты от силы веса $P_{\text{ПК}}$ погрузочного оборудования без груза в ковше в нижнем и верхнем положениях равны, так как по кинематике равны плечи этих сил. Для уравнивания этих моментов, соответственно, должны быть равны и моменты, создаваемые пружинами (рис. 1):

$$P_1 h_{\text{ПР1}} = P_2 h_{\text{ПР2}},$$

где P_1 , $h_{\text{ПР1}}$ – соответственно, сила пружины (Н) и ее плечо (м) в верхнем положении стрелы.

По условиям компоновки (для уменьшения длины пружин) принимаем: $P_1 = 0,5 P_2$.

Тогда из равенства моментов

$$h_{\text{ПР2}} = 0,5 h_{\text{ПР1}}. \quad (4)$$

Следовательно, $F_1 / F_2 = P_1 / P_2$,

где F_1 – деформация пружины при силе P_1 (верхнее положение стрелы), м.

$$\text{Отсюда } F_1 = 0,5 F_2. \quad (5)$$

Высота пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = (n_{\text{в}} + 1) d, \text{ м} \quad [12], \quad (6)$$

где $n_{\text{в}}$ – число рабочих витков.

Жесткость пружины:

$$z = P_2 / F_2 = Gd^4 / 8D_0^3 n_{\text{в}}, \text{ Н/м} \quad [12], \quad (7)$$

где $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига.

Из формулы (6) следует:

$$n_{\text{в}} = (H_0 - d) / d = H_0 / d - 1. \quad (8)$$

Преобразуем выражение (7)

$$8P_2 D_0^3 n_{\text{в}} = Gd^4 F_2.$$

$$\text{Отсюда } n_{\text{в}} = Gd^4 F_2 / 8P_2 D_0^3. \quad (9)$$

Подставляя формулу (8) в выражение (9), после преобразований получим:

$$H_0 = G d^5 F_2 / 8P_2 D_0^3 + d, \text{ м.}$$

В работе [13] предложена методика расчета хода S стреловых гидроцилиндров и радиуса R вращения стрелы при ее подъеме, которые являются неизвестными. Установка пружин растяжения аналогична установке стреловых гидроцилиндров, если заменить их условную длину l_0 на высоту пружины в свободном состоянии H_0 , а ход поршня S на ее деформацию F_2 .

Эта методика направлена на расчет кинематики, но не определяет координаты установки пружин растяжения, не учитывает силовые параметры рассматриваемой системы и требует дальнейшей ее доработки. Для определения всех необходимых параметров системы составлена программа расчета в среде Mathcad.

В данном случае высота пружин в свободном состоянии H_0 , а также плечи пружин $h_{\text{ПР1}}$ и $h_{\text{ПР2}}$ неизвестны. Угол раскрытия стрелы $\alpha = 92^\circ$.

Учитывая выражение (4) и задаваясь величиной плеч $h_{\text{ПР1}}$ и $h_{\text{ПР2}}$, получим систему двух нелинейных уравнений с тремя неизвестными – R, F_2, H_0 :

$$\left\{ \begin{array}{l} (H_0 + 0,5F_2)^2 + 2R(H_0 + 0,5F_2) \times \\ \times \sin \arccos(h_{\text{ПР1}} / R) = (H_0 + F_2)^2 - \\ - 2R(H_0 + F_2) \cos \arcsin(0,5h_{\text{ПР1}} / R); \\ \\ (H_0 + F_2)^2 = (H_0 + 0,5F_2)^2 + \\ + 4R^2 \sin^2(\alpha / 2) + 4(H_0 + 0,5F_2) \times \\ \times R \sin(\alpha / 2) \cos[\arccos(h_{\text{ПР1}} / R) - \alpha / 2] \end{array} \right. \quad (10)$$

Для определения координат крепления пружин растяжения к передней полураме (X_C, Y_C) составляем уравнения окружностей с центрами в точках A и B (рис. 1):

$$[(X_C - R \cos(\alpha / 2))^2 + (Y_C + R \sin(\alpha / 2))^2] = (H_0 + 0,5F_2)^2;$$

$$[(X_C - R \cos(\alpha / 2))^2 + (Y_C - R \sin(\alpha / 2))^2] = (H_0 + F_2)^2.$$

Высота пружины H_2 при нижнем положении стрелы (расстояние между точками B и C) (рис. 1):

$$H_2 = \sqrt{X_C^2 + Y_C^2}, \text{ м.}$$

Высота пружины в свободном состоянии:

$$H_0 = H_2 - F_2, \text{ м.}$$

Учитывая выражения (1) и (2), задаваясь индексом пружины c и максимальным касательным напряжением τ_3 при кручении, из формулы (3) находим диаметр d проволоки пружины.

Используя зависимость (5), программа определяет деформацию F_2 пружины при силе P_2 (нижнее положение стрелы), м.

Расчет показал в первом приближении, что $d = 0,036$ м при $c = 9$, что не является удовлетворительным.

Поэтому будем использовать две пружины меньших размеров, одна из которых вставляется внутрь другой.

Выполнив указанные расчеты в среде Mathcad для погрузчика Амкорд 333В грузоподъемностью 3,3 т, получим:

Наружная пружина: $d = 0,025$ м; $c = 8$; $D_0 = 0,2$ м; $\tau_3 = 996$ МПа.

Внутренняя пружина: $d = 0,018$ м; $c = 8$; $D_0 = 0,144$ м; $\tau_3 = 988$ МПа.

Остальные параметры:

- радиус вращения стрелы $R = 0,489$ м;
- плечо пружин $h_{\text{ПР1}} = 0,456$ м в верхнем положении стрелы;
- плечо пружин $h_{\text{ПР2}} = 0,228$ м в нижнем положении стрелы;
- высота пружин в свободном состоянии $H_0 = 0,637$ м;
- деформация пружин $F_1 = 0,6605$ м и $F_2 = 1,321$ м;
- рабочий ход пружин $h = F_2 - F_1 = 1,321 - 0,6605 = 0,6605$ м;
- высота пружин $H_1 = 1,2975$ м при деформации F_1 ;
- высота пружин $H_2 = 1,958$ м при деформации F_2 ;
- координаты крепления пружин к передней раме: $X_C = 0,207$ м;
- $Y_C = 1,529$ м.

В работе [14] рассмотрены вопросы выбора рациональных координат для компоновки стреловых гидроцилиндров, где предложены два варианта их установки.

Указанные универсальные методики расчета применимы и для определения координат установки пружин растяжения. Выбираем первый вариант. Проверка путем прорисовки в графическом редакторе КОМПАС указывает на правильность выполненных расчетов.

Заключение

Предложенный способ уравнивания сил тяжести погрузочного оборудования фронтального погрузчика путем установки пружинных аккумуляторов показывает их преимущество по сравнению с ПГА, которые не получили достаточно широкого распространения:

- вместо двух стреловых гидроцилиндров, расположенных симметрично снаружи передней полурамы, устанавливаются пружинные аккумуляторы, полностью компенсирующие вес погрузочного оборудования без груза в ковше, что значительно упрощает и удешевляет конструкцию;
- один стреловой гидроцилиндр монтируется по оси передней полурамы для подъема груза в ковше (совершения полезной работы);
- отсутствуют ПГА, дополнительный гидроцилиндр, гидравлические компоненты и место для их установки;

- не требуется обслуживание и заправка ПГА газом;
- обеспечивает снижение энергозатрат на 22 % для погрузчика Амкодор 333В при подъеме груза весом 3,3 т, что выше, чем у ПГА, в связи с политропным (нелинейным) процессом сжатия и расширения;
- появляется возможность увеличить грузоподъемность погрузчика Амкодор 333В грузоподъемностью 3,3 т в связи с компенсацией веса погрузочного оборудования при тех же энергозатратах;
- возможен вариант установки двух стреловых гидроцилиндров меньшего диаметра или хода, расположив две пружины растяжения внутри передней полурамы, что сокращает расход рабочей жидкости при работе или время цикла.

Как показали расчеты на примере погрузчика Амкодор 333В грузоподъемностью 3,3 т, для повышения производительности и энергоэффективности фронтальных погрузчиков можно рекомендовать предложенный способ уравнивания силы тяжести погрузочного оборудования фронтального погрузчика путем установки пружинных аккумуляторов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Радкевич, В.В. Основные тенденции конструирования фронтальных пневмоколесных погрузчиков в отрасли / В.В. Радкевич // Строительные и дорожные машины. – 1988. – № 3. – С. 13-14.
2. Смирнов, А.Н. Тенденции развития одноковшовых фронтальных погрузчиков / А.Н. Смирнов, П.В. Авраменко, Н.Г. Серебрякова // БЕЛАГРО – 2019: материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 6-7 июня 2019 г. / Белор. гос. аграр. техн. ун-т; редкол.: И.Н. Шило (гл. ред.) [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2019. – С. 422-426.
3. Анализ кинематических схем погрузочного оборудования одноковшовых фронтальных погрузчиков / А.Н. Смирнов, П.В. Авраменко, Н.Г. Серебрякова [и др.] // Техническое и кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 24–25 ноября 2019 г.: в 2 ч. / Белор. гос. аграр. техн. ун-т; редкол.: И.Н. Шило (гл. ред.) [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2019. – Ч. 1. – С. 270-271.
4. Улучшение кинематических параметров гидромеханизма подъема стрелы фронтального погрузчика / А.Н. Смирнов, П.В. Авраменко, Н.Г. Серебрякова [и др.] // Техническое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 26-27 ноября 2020 г. / Белор. гос. аграр. техн. ун-т; редкол.: Н.Г. Серебрякова (гл. ред.) [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2020. – С. 207-212.
5. Смирнов, А.Н. Рекомендации по повышению энергоэффективности одноковшовых фронтальных погрузчиков при эксплуатации / А.Н. Смирнов, П.В. Авраменко. – Минск: БГАТУ, 2020. – 76 с.
6. Смирнов, А.Н. Научно-технические основы проектирования фронтальных погрузчиков: монография / А.Н. Смирнов, П.В. Авраменко. – Минск: БГАТУ, 2021. – 172 с.
7. Разработка энергосберегающих систем одноковшовых фронтальных погрузчиков и методики их расчета: отчет о НИР № 14 – 85; № 14 – 85 (доп.) / СИБАДИ; рук. Г.И. Теремязев. – Омск, 1987. – 32 с.
8. Подсвиров, А.Н. Математическая модель энергосберегающего рабочего оборудования погрузчика / А.Н. Подсвиров. – Омск: СИБАДИ, 1990. – 9 с.
9. Подсвиров, А.Н. Разработка конструкции и методики расчета параметров погрузочного оборудования одноковшового фронтального погрузчика с энергосберегающим приводом: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.04 / А.Н. Подсвиров; Сибирский гос. автомобильно-дорожный ун-т (СИБАДИ). – Омск, 1992. – 20 с.
10. Обоснование и разработка энергосберегающей системы малогабаритного погрузчика с бортовым поворотом / А.Н. Смирнов, П.В. Авраменко, Н.Г. Серебрякова, К.А. Омелящик // Агропанорама. – 2022. – № 5. – С. 10-13.
11. Базанов, А.Ф. Самоходные погрузчики / А.Ф. Базанов, Г.В. Забегалов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 406 с.
12. Ануриев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. / В.И. Ануриев. – 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – Т. 3. – 576 с.
13. Смирнов, А.Н. Расчет некоторых кинематических и динамических параметров погрузочного оборудования одноковшового фронтального погрузчика / А.Н. Смирнов, Н.Д. Лепешкин // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сборник РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2012. – Вып. 46. – С. 64-68.
14. Смирнов, А.Н. Выбор рациональных координат установки гидроцилиндров подъема стрелы погрузчика / А.Н. Смирнов, Н.Д. Лепешкин // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сборник РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Минск, 2012. – Вып. 46. – С. 68-71.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 09.11.2024