

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УНИВЕРСАЛЬНОЙ РЫЧАЖНОЙ СИСТЕМЫ ОДНОКОВШОВОГО ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА

А.Н. Смирнов,

доцент каф. инженерной графики БГАТУ, канд. техн. наук

П.В. Авраменко,

зав. каф. инженерной графики БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

Н.Г. Серебрякова,

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

В статье рассмотрены гидромеханизмы поворота ковша и подъема стрелы одноковшовых фронтальных погрузчиков. Теоретически обоснована универсальная рычажная система.

Ключевые слова: фронтальный погрузчик, погрузочное оборудование, ковш, стрела, рычажная система.

The article considers the hydraulic mechanism of the bucket rotation and lifting boom of single-bucket front loaders. The universal lever system is theoretically justified.

Keywords: front loader, loading equipment, bucket, boom, lever system.

Введение

Одноковшовыми фронтальными погрузчиками являются самоходные подъемно-транспортные машины, у которых основным рабочим органом служит ковш, установленный на конце подъемной стрелы. При комплектации сменным рабочим оборудованием погрузчики способны выполнять широкий спектр различных работ.

Фронтальное рабочее оборудование, обеспечивающее разгрузку ковша со стороны разработки материала, отличается наибольшей конструктивной простотой, вследствие чего оно получило наибольшее распространение.

Поворотные рычажные механизмы рабочего оборудования могут быть одноступенчатые и многоступенчатые. Одноступенчатые механизмы с механической системой слежения сохранения уровня ковша имеют в кинематической схеме по одному шарнирно-рычажному четырехзвеннику, установленному между гидроцилиндрами управления и рабочим органом, преобразующим усилие гидроцилиндров управления [1].

При этом применяют два основных вида оборудования: с перекрестным и параллелограммным рычажными механизмами (рис. 1) [2].

Наибольшее распространение имеет погрузочное оборудование с перекрестным рычажным механизмом, имеющее лучшие силовые показатели. Многие технико-экономические показатели, а также энергоэффективность зависят от кинематики погрузочного оборудования, где на этапе проектирования проводится ее расчет.

Кинематические схемы погрузочного оборудования одноковшовых фронтальных погрузчиков имеют свои достоинства и недостатки по кинематическим и силовым параметрам.

Погрузочное оборудование с перекрестным поворотным механизмом наиболее выгодно, так как самая тяжелая операция – запрокидывание ковша при наполнении выполняется замедленно, поршневой полостью гидроцилиндра поворота при наибольшем усилии, а его разгрузка – ускоренно, штоковой полостью, он хорошо скомпонован и виден с пульта управления.

Недостатками перекрестного поворотного механизма являются: отсутствие кинематического сохранения уровня рабочего органа, которое особенно важно при выполнении погрузочно-разгрузочных работ с грузовыми вилами, а также повышенные энергозатраты при работе с основным ковшом и другими сменными рабочими органами, поскольку в зависимости от кинематики, они могут запрокидываться на некоторые дополнительные углы в верхнем положении стрелы по сравнению с минимально допустимыми, а также колебаниями ковша в процессе подъема, что также связано с определенными энергозатратами.

Параллелограммный рычажный механизм обеспечивает кинематическое сохранение уровня рабочего органа, но в соответствии с компоновкой переднего моста у погрузчиков он расположен рычажной системой сверху стрелы. Запрокидывание ковша осуществляется штоковой полостью гидроцилиндра ковша, что уменьшает вырывное усилие, время его запрокидывания, наполнение, производительность и является недостатком.

Для возврата ковша в положение черпания при его разгрузке применяют разгрузку на упор (на определенный ход ковшового гидроцилиндра), осуществить которую по условиям кинематики и компоновки рычажного механизма не всегда представляется возможным.

В работе [3] приведен расчет выходных характеристик механизма подъема фронтального погрузчика. Однако такие параметры, как ход S стреловых гидроцилиндров и радиус R вращения стрелы здесь входят в исходные данные для расчета, хотя при проектировании гидромеханизма подъема стрелы они являются неизвестными и методика их расчета отсутствует.

Не решен также вопрос выбора рациональных координат для установки стреловых гидроцилиндров.

Целью работы является обоснование конструктивных и технологических параметров универсальной рычажной системы одноковшового фронтального погрузчика.

Основная часть

Традиционная схема погрузочного оборудования с перекрестным рычажным механизмом (рис. 1а) имеет два четырехзвенника: $1_3-2_В-3-4$ и $2_Н-5-6-1_П$, имеющих разные мгновенные передаточные отношения ($1_П$ и 1_3 соответственно передняя и задняя части стрелы; $2_В$ и $2_Н$ – верхняя и нижняя часть рычага 2).

При подъеме стрела 1 вращается со скоростью ω_c по часовой стрелке, которое принимаем за положительное. Применяем метод инверсии (в обратном движении – стрела 1 неподвижна, звену 4 задаем вращение с угловой скоростью $\omega_4 = -\omega_c$ против часовой стрелки относительно шарнира O стрелы).

Мгновенные передаточные отношения:
первого четырехзвенника

$i_1 = -h_3/h_{ц1}$, звено 4 и рычаг 2 вращаются в раз-

ные стороны;

второго четырехзвенника

$i_2 = -h_{Т2}/h_{Т1}$, рычаг 2 и ковш 6 вращаются в разные стороны.

Общее мгновенное передаточное отношение от звена 4 к ковшу 6:

$$i_{4к1} = i_1 i_2 = \left(-\frac{h_3}{h_{ц1}}\right)\left(-\frac{h_{Т2}}{h_{Т1}}\right) = \frac{\omega_4}{\omega_{к1}}, \quad (1)$$

(направления вращения звеньев совпадают).

Так как $\omega_4 = -\omega_c$, то общее мгновенное передаточное отношение от стрелы к ковшу равно

$$i_{ск1} = i_1 i_2 = -\frac{\omega_c}{\omega_{к1}} \quad (\text{стрела и ковш вращаются в}$$

разные стороны), следовательно, $i_{ск1}$ имеет знак «минус».

Условие поступательного движения ковша

$$i_{ск1} = -1 = \text{const},$$

т.е. данное соотношение должно соблюдаться при движении стрелы от верхнего положения до нижнего.

По этой причине осуществить механически строго поступательное перемещение любого рабочего органа (в том числе и ковша) у погрузчика с перекрестным рычажным механизмом невозможно, и движение ковша в процессе подъема стрелы носит колебательный характер (знак «минус» указывает, что стрелы и ковш вращаются в разные стороны): при $\omega_c > |\omega_k|$ – ковш запрокидывается; при $\omega_c < |\omega_k|$ – ковш разгружается.

Аналогично для схемы с параллелограммным рычажным механизмом (рис. 1б), состоящим из двух четырехзвенников ($1_3-2-3-4$ и $2-1_П-5-6$), имеющих одинаковые передаточные отношения:

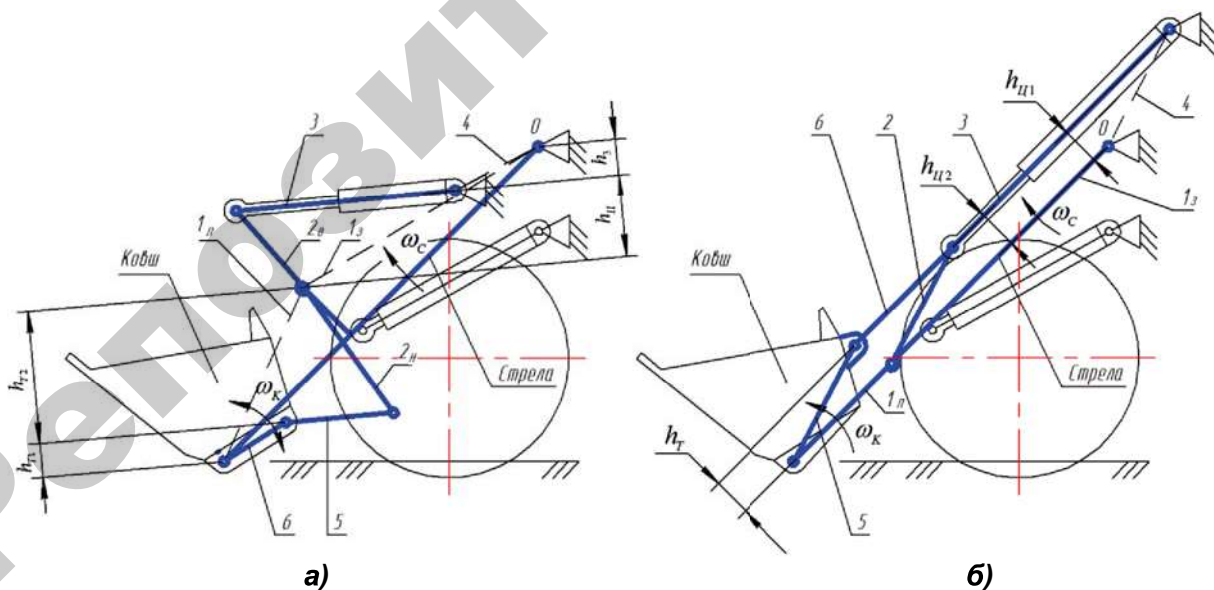


Рисунок 1. Традиционные схемы погрузочного оборудования: а) с перекрестным рычажным механизмом; б) с параллелограммным рычажным механизмом

первого четырехзвенника

$i_1 = h_{и1} / h_{и2} = \text{const}$, направления вращения звеньев 4 и 2 совпадают;

второго четырехзвенника

$i_2 = h_{и2} / h_т = \text{const}$, направления вращения звеньев 2 и ковша 5 совпадают.

Общее передаточное отношение от звена 4 к ковшу 5:

$$i_{4к2} = i_1 i_2 = \frac{h_{и1} h_{и2}}{h_{и2} h_т} = \frac{h_{и1}}{h_т} = \frac{\omega_4}{\omega_к} = -1 = \text{const}.$$

Так как $\omega_4 = -\omega_с$, то общее мгновенное передаточное отношение от стрелы к ковшу:

$$i_{ск2} = i_1 i_2 = -\frac{\omega_с}{\omega_{к2}}$$

(стрела и ковш вращаются в разные стороны), следовательно, $i_{ск2}$ имеет знак «минус».

Условие поступательного движения ковша ($i_{ск2} = -1 = \text{const}$) соблюдается.

Для устранения указанных недостатков разработана универсальная система слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика механического типа (рис. 2), одновременно сочетающая достоинства перекрестного и параллелограммного рычажных механизмов, обеспечивающая

строгое поступательное движение рабочих органов (ковша, вил и др.), максимальное вырывное усилие ковшового гидроцилиндра (примерно в 1,5 раза по сравнению с параллелограммной схемой), а также осуществление возможности автоматического возврата ковша в положение черпания [4].

При создании универсальной рычажной системы идея заключалась в том, чтобы в выражении (1) мгновенное передаточное отношение первого четырехзвенника i_1 сделать обратным передаточному отношению второго четырехзвенника i_2 :

$$i_1 = 1/i_2.$$

$$\text{Тогда } i_{4к1} = i_1 i_2 = \frac{1}{i_2} i_2 = \frac{\omega_4}{\omega_к} = 1 = \text{const}. \quad (2)$$

Так как $\omega_4 = -\omega_с$, то общее мгновенное передаточное отношение от стрелы к ковшу

$$i_{ск1} = i_1 i_2 = -\frac{\omega_с}{\omega_{к1}}$$

(стрела и ковш вращаются в разные стороны), следовательно, $i_{ск1}$ имеет знак «минус».

Условие поступательного движения ковша ($i_{ск1} = -1 = \text{const}$) соблюдается.

Осуществить условие (2) возможно только в том случае, если четырехзвенники 1₃-2_В-3-4 и 2_и-5-6-1_п равны или геометрически подобны (рис. 2а).

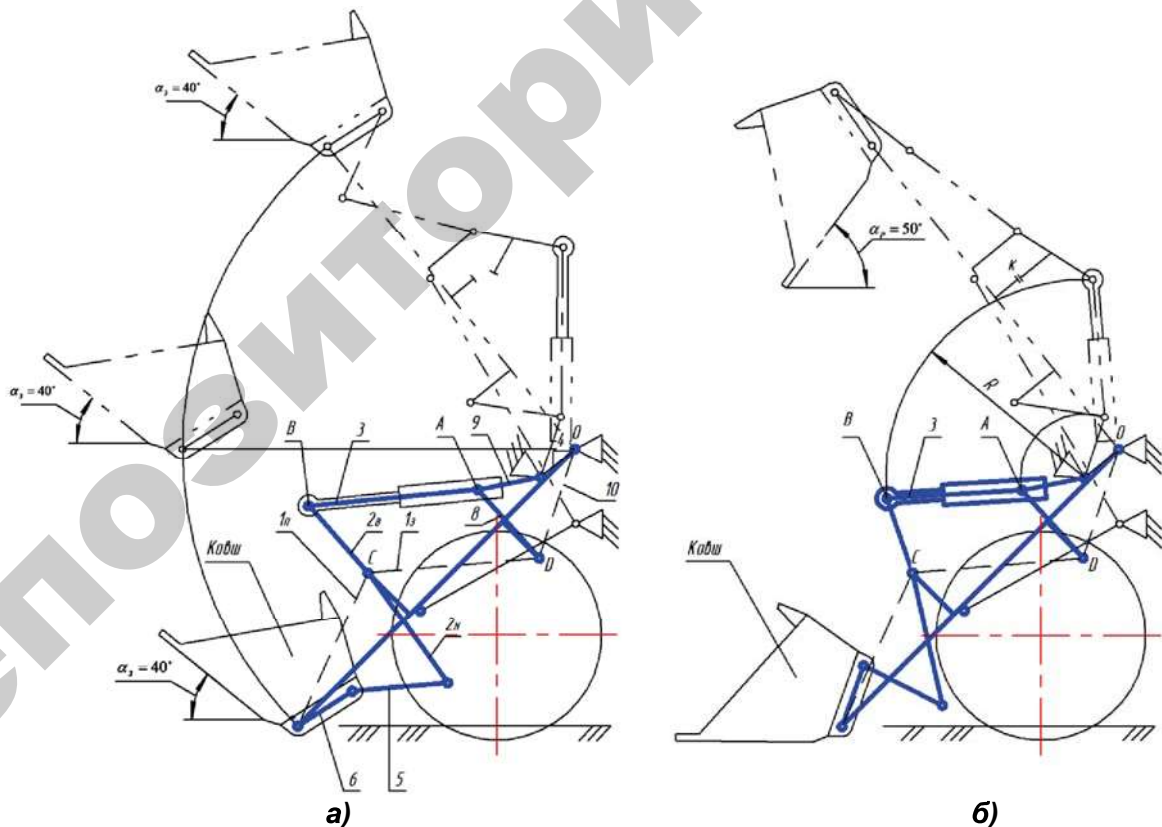


Рисунок 2. Универсальная рычажная схема погрузочного оборудования: а) подъем стрелы (плоскопараллельное движение ковша); б) опускание стрелы с автоматическим возвратом ковша из положения разгрузки в положение черпания

Это условие имеет вид:

$$\frac{2_H}{2_B} = \frac{l_5}{l_3} = \frac{l_6}{l_4}$$

По рекомендациям [1, 2] принимаем отношение длины нижней части рычага к верхней $2_H/2_B = 1,2$.

Тогда коэффициент геометрического подобия K равен:

$$K = \frac{l_5}{l_3} = \frac{l_6}{l_4} = 1,2$$

Выполнить условие $l_5 = 1,2l_3$ невозможно, так как длина тяги 5 по конструктивным соображениям всегда намного меньше длины гидроцилиндра 3 в его полностью вытянутом положении.

Строим четырехугольник 8-9-4-10, геометрически подобный четырехугольнику 2_H-5-6-1_{II} (рис. 2а).

Находим коэффициент геометрического подобия

$$K = \frac{2_H}{2_B} = \frac{l_5}{l_9} = \frac{l_6}{l_4} = \frac{1_{II}}{l_{10}} = 1,2$$

Уменьшаем четырехугольник 2_H-5-6-1_{II} в 1,2 раза, получаем искомый четырехугольник 8-9-4-10. Точку O полученного четырехугольника совмещаем с точкой O вращения стрелы 1 и поворачиваем его так, чтобы звено 8 было параллельно звену 2_B. Через шарниры A и B проводим прямую, которая является осью гидроцилиндра ковша 3, который при необходимости устанавливаем на цапфах (если его максимальная длина больше звена AB).

В итоге получаем четырехугольники 2_H-5-6-1_{II} и 8-9-4-10, имеющие передаточные отношения соответственно i_1 , $i_2 = 1/i_1$ и параллелограмм $ABCD$ ($i_3 = 1$; шарниры C и D крепятся к стреле 1).

Общее мгновенное передаточное отношение от звена 4 к ковшу (звено 6)

$$i_{4K1} = i_1 i_2 i_3 = i_1 \frac{1}{i_1} \cdot 1 = \frac{\omega_4}{\omega_K} = 1 = \text{const.}$$

С учетом, что $\omega_4 = -\omega_C$, общее мгновенное передаточное отношение от стрелы к ковшу

$$i_{CK1} = i_1 i_2 i_3 = -\frac{\omega_C}{\omega_{K1}} \quad (\text{стрела и ковш вращаются в}$$

разные стороны), значит $i_{CK1} = -1 = \text{const.}$

Следовательно, ковш при подъеме стрелы перемещается строго поступательно.

Разгрузка ковша при верхнем положении стрелы осуществляется «на упор» (рис. 2б) при неполном ходе ковшового гидроцилиндра 3, при этом упор K подбирается с таким расчетом, чтобы длина AB гидроцилиндра в положении черпания и разгрузки была одинакова и ковш из положения разгрузки по дуге радиуса R приходил в положение черпания.

Тем самым уменьшается время цикла, повышается производительность выполняемых работ, улучшаются условия опорожнения ковша и повышается удобство работы оператора.

Универсальная рычажная системы одноковшового фронтального погрузчика включает также гидромеханизм подъема стрелы.

Задача стабилизации давления в стреловых гидроцилиндрах является нерешенной по нескольким причинам. Необходимо равенство плеч h_y стреловых гидроцилиндров относительно оси вращения стрелы в нижнем и верхнем положениях. На практике при проектировании по условиям компоновки это осуществить невозможно, так как установить их вертикально не позволяет передний мост погрузчика, а также ограничивает клиренс.

В работе [3] ход S стреловых гидроцилиндров и радиус R вращения стрелы входят в исходные данные для расчета и методика их расчета отсутствует.

Для устранения этих недостатков предложена методика расчета [5], где радиус R вращения стрелы и ход S стреловых гидроцилиндров определяется решением системы нелинейных уравнений в среде Mathcad. Рассмотрим основные результаты этого расчета (рис. 3).

Исходными данными в этом случае являются:

l_0 – условная длина стрелового гидроцилиндра стрелы без учета полного хода поршня S , м (при $S = 0$);

α_c – полный угол поворота стрелы, град;

h_1, h_2 – плечи стрелового гидроцилиндра соответственно при его минимальной $l_{y \min}$ и максимальной $l_{y \max}$ длине, м.

Необходимо определить ход гидроцилиндра S и радиус вращения R стрелы OB . Данная задача всегда

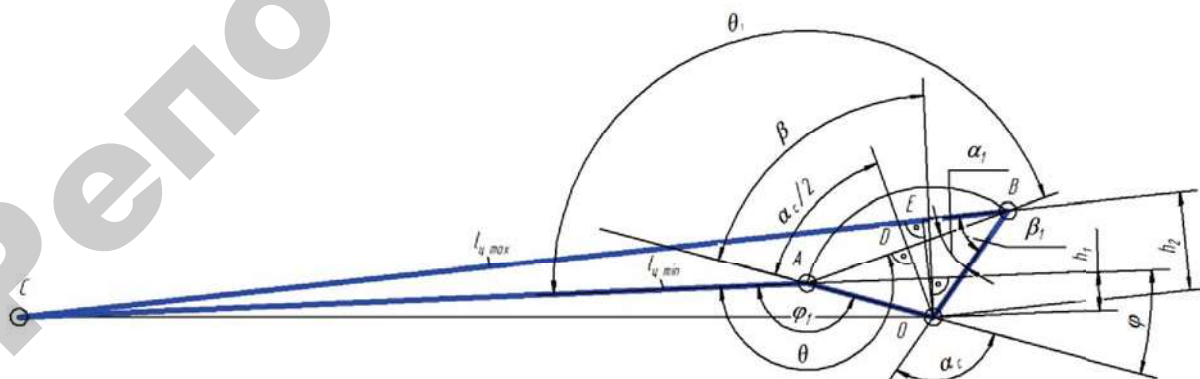


Рисунок 3. Схема для расчета гидромеханизма подъема стрелы погрузчика

имеет место при расчете кинематики и ее решение путем подбора, особенно при необходимости варьирования исходными данными, без системного подхода, является весьма трудоемким процессом и занимает немало времени при проектировании.

В ходе расчетов [5] была получена система нелинейных уравнений с двумя неизвестными:

$$\begin{cases} (l_0 + S)^2 + 2R(l_0 + S) \sin \arccos (h_1 / R) = \\ = (l_0 + 2S)^2 - 2R(l_0 + 2S) \cos \arcsin (h_2 / R); & (3) \\ (l_0 + 2S)^2 = (l_0 + S)^2 + 4R^2 \sin^2 \alpha_c / 2 + \\ + 4(l_0 + S)R \sin (\alpha_c / 2) \cos [\arccos (h_1 / R) - \alpha_c / 2]. & (4) \end{cases}$$

Для решения системы уравнений (3, 4) в среде Mathcad необходимо задать начальные приближения, для определения которых необходимо построить графики функций. Так как переменные S и R заданы неявно, то графики построить невозможно. Поэтому, вычитая из выражения (4) выражение (3), после преобразований, получаем нелинейное уравнение $S(R)$:

$$\begin{aligned} S = & \{ l_0 \cos \arcsin (h_2 / R) + l_0 \sin \arccos (h_1 / R) - \\ & - 2R \sin^2 (\alpha_c / 2) - 2l_0 \sin (\alpha_c / 2) \times \\ & \times \cos [\arccos (h_1 / R) - \alpha_c / 2] \} / \\ & / \{ 2 \sin (\alpha_c / 2) \cos [\arccos (h_1 / R) - \alpha_c / 2] - \\ & - 2 \cos \arcsin (h_2 / R) - \sin \arccos (h_1 / R) \}. & (5) \end{aligned}$$

Задав исходными параметрами l_0, h_1, h_2 и α_c , по зависимости (5) в среде Mathcad строим график $S(R)$, по кривой которого определяем начальные приближения, используя которые решаем в среде Mathcad систему уравнений (3, 4) и выбираем положительные значения S и R .

Текущий ход S_T стрелового гидроцилиндра как функция текущего угла α_T [5]:

$$\begin{aligned} S_T = & -l_{u \min} + \sqrt{l_{u \min}^2 + 4R \sin (\alpha_T / 2) \times} \\ & \times \sqrt{\{ R \sin (\alpha_T / 2) + l_{u \min} \cos [\arccos (h_1 / R) - \alpha_T / 2] \}}. & (6) \end{aligned}$$

Текущее силовое плечо h_T стрелового гидроцилиндра в зависимости от его текущего хода S_T [5]:

$$\begin{aligned} h_T = & R \sin \arccos \{ [(l_{u \min} + S_T)^2 - l_{u \min}^2 - \\ & - 2Rl_{u \min} \sin \arccos (h_1 / R)] / [2R(l_{u \min} + S_T)] \}. & (7) \end{aligned}$$

Зависимость $h_T = f(\alpha_T)$ можно определить, подставляя формулу (6) в уравнение (7).

Для динамических расчетов необходимо знать h_T как функцию времени t .

$$S_T = \int_0^{t_T} V_{III} dt, & (8)$$

где t_T – текущий момент времени, с;
 $V_{III} = f(t)$ – мгновенная скорость штока гидроцилиндра, м/с.

Подставляя формулу (8) в уравнение (7), получим

$$\begin{aligned} h_T = & R \sin \arccos \{ [(l_{u \min} + \int_0^{t_T} V_{III} dt)^2 - l_{u \min}^2 - \\ & - 2Rl_{u \min} \sin \arccos (h_1 / R)] / \\ & / [2R(l_{u \min} + \int_0^{t_T} V_{III} dt)] \} = \omega_c / V_{III}, \end{aligned}$$

где ω_c – мгновенная угловая скорость вращения стрелы, с⁻¹.

Находим текущий угол поворота стрелы $\alpha_T = f(t)$:

$$\begin{aligned} \alpha_T = & \int_0^{t_T} \omega_c dt = \int_0^{t_T} R \sin \arccos \{ [(l_{u \min} + \int_0^{t_T} V_{III} dt)^2 - \\ & - l_{u \min}^2 - 2Rl_{u \min} \sin \arccos (h_1 / R)] dt. \end{aligned}$$

В результате проведенных расчетов получаем полный S и текущий S_T хода гидроцилиндров, радиус вращения стрелы R , текущее силовое плечо h_T стрелового гидроцилиндра и угол поворота стрелы α_T .

В работе [6] рассмотрен вопрос выбора рациональных координат для установки стреловых гидроцилиндров. Расчеты рекомендуется выполнять в среде Mathcad.

Заключение

1. Данное изобретение и теоретическое обоснование позволило создать единую универсальную систему слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика, обеспечивающую строго поступательное движение рабочих органов (ковша, вил и др.), уменьшить энергозатраты и при этом максимально использовать функциональные возможности ковшового гидроцилиндра (наибольшее вырывное усилие и наполнение ковша, наименьшее время его разгрузки), автоматический возврат ковша в положение черпания. Тем самым уменьшается время цикла, повышается производительность выполняемых работ, улучшаются условия опорожнения ковша и повышается удобство работы оператора.

2. Стабилизация давления в стреловых гидроцилиндрах при подъеме стрелы может быть решена за счет выравнивания их плеч в верхнем и нижнем положениях, что обеспечивает повышение грузоподъемности и ресурса гидрооборудования.

3. Предложенные варианты компоновки гидромеханизма стрелы позволяют при проектировании выбрать оптимальный вариант в условиях ограниченного пространства, что расширяет возможности, сокращает время и повышает качество проектных работ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Справочник конструктора дорожных машин / И.П. Бородачев [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп./

Под общ. ред. И.П. Бородачева. – М.: Машиностроение, 1973. – 503 с.

2. Базанов, А.Ф. Самоходные погрузчики / А.Ф. Базанов, Г.В. Забегалов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 406 с.

3. Тарасов, В.Н. Аналитическое исследование механизма подъема стрелы фронтального погрузчика / В.Н. Тарасов, А.Н. Подсвилов // Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин: межвуз. сб. – Новосибирск, 1978. – С. 153.

4. Система слежения и управления рабочим органом одноковшового фронтального погрузчика: пат. 16237 Респ. Беларусь, МПК 16237 С2 Е 02F 343 / А.Н. Смирнов; заявитель ОАО «Амкодор». – № а 20091596; заявл. 12.11.09; опубл. 30.08.12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2012. – № 4. – С. 109.

5. 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. сб. / РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Мн., 2012. – Вып. 46. – С. 64.

6. Смирнов, А.Н. Выбор рациональных координат установки гидроцилиндров подъема стрелы погрузчика / А.Н. Смирнов, Н.Д. Лепешкин. – Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства». – Мн., 2012. – Вып. 46. – С. 68.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 01.06.2020

УДК 629.3.01

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРАЦИИ КАБИНЫ ТРАКТОРА «БЕЛАРУС»

Н.И. Зезетко,

главный конструктор НТЦ ОАО «МТЗ», канд. техн. наук

А.Ф. Безручко,

доцент БГАТУ, канд. техн. наук, доцент

В статье приведены данные о вибрации на тракторе «БЕЛАРУС», ее распространении от остова трактора в кабину. Рассмотрены вопросы виброизоляции кабины трактора, влияния вибрации на шум в кабине.

Ключевые слова: трактор, кабина, вибрация, шум

The article provides the data on vibration on the tractor "BELARUS", its propagation from the tractor frame to the cab. The issues of vibration isolation of the tractor cab and the influence of vibration on the noise in the cab are considered.

Keywords: tractor, cab, vibration, noise.

Введение

Общеизвестны свойства вибрации, как физического фактора, оказывающего негативное влияние на здоровье человека и надежность машин. Вибрация также является источником структурного шума, снижающего потребительские качества машин. В Республике Беларусь действует постановление Министерства здравоохранения [1], а на территории СНГ соответствующие санитарные нормы [2], регламентирующие предельные уровни вибрации и требующие их безусловного выполнения. Активные исследования в этой области проводятся с 60-х годов прошлого века.

Основные теоретические предпосылки, используемые в данной статье, взяты из работ Юдина Е.Я. [3], Клюкина И.И. [4], Разумовского М.А. [5]. В этих работах даны критерии оценки виброизоляции конструкции, приведены математические зависимости для расчета виброизоляторов в простейших од-

номерных и трехмерных схемах. Несмотря на различие областей исследований (промышленность, судостроение, тракторостроение), предложенные авторами математические зависимости весьма схожи и, по мнению самих авторов, применимы на стадии начального проектирования для приблизительного расчета упрощенных моделей. Практическое снижение вибрации возможно лишь при экспериментальном исследовании и анализе путей распространения вибрации на конкретных машинах.

В работе Разумовского М.А. приведены наиболее близкие к тематике данной статьи результаты исследований вибрации кабины трактора МТЗ-80. Автор провел экспериментальные исследования выпускаемых серийно в 70-х годах виброизоляторов кабин и предложил некоторые рекомендации по установке кабины. За прошедшее время конструкция трактора, с точки зрения вибрационного воздействия, претерпела кардинальные изменения. Изменены конструкция кабины,