

Н. М. ЛУКАШЕВИЧ,
инженер

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ГРЕЙФЕРА ДЛЯ ВЫЕМКИ СИЛОСНОЙ МАССЫ ИЗ СИЛОСОХРАНИЛИЩ¹

Описание конструкции и работы установки. Установка представляет собой самоходный грейферный погрузчик (рис. 1). Основными узлами ее являются: грейфер 11 со штангой 10, стрела 6, стойка 5, рама 2, опорные лапы 4, лебедка 3, ручная лебедка 8 и механизм стопорения штанги 9.

Навешивается погрузчик на ДСШ-14 или ДВСШ-16.

Работает установка следующим образом. Грейфер со штангой опускается вниз до упора нижней крестовиной на массу. При помощи стопорного механизма штанга зажимается. Включается в работу лебедка и погружает зубья грейфера в силос. Для подъема грейфера нужно освободить штангу. Раскрываются челюсти при помощи двух пружин. Для этого необходимо выключить лебедку, застопорить штангу и освободить рабочий трос.

Результаты экспериментальных исследований работы грейфера. Испытания проводились в учебно-опытном хозяйстве БИМСХ на оилосной массе из кукурузы, убранный комбайном СК-2,6 в стадии молочно-восковой спелости. Средняя влажность силоса равнялась 79,4%, объемный вес — 560—725 кг/м³. Грейфер отрывал до 250 кг массы. Натяжение каната регистрировалось при помощи гидравлического динамографа ДТ-3.

Характер изменения натяжения каната за полный цикл работы грейфера представлен динамограммой (рис. 2). Участок ОА динамограммы отображает изменение натяжения каната в процессе погружения зубьев в массу, участок А₁А₂А₃ — в процессе отрыва захваченной порции, участок А₅А₆ — в процессе разгрузки массы.

На рис. 3 показано изменение коэффициента q в зависимости от величины поперечного сечения порции. Этот коэффициент выражает отношение сопротивления отрыву к весу порции. При отрыве порции квадратного поперечного сечения коэффициент может быть выражен следующим образом:

$$q = \frac{4 \cdot q_{\text{об}}}{(a + 2 \cdot \delta) \gamma} + \frac{q_0}{h_n \cdot \gamma}, \quad (1)$$

¹ Работа выполнена под руководством канд. техн. наук, Б. Е. Евтихиева.

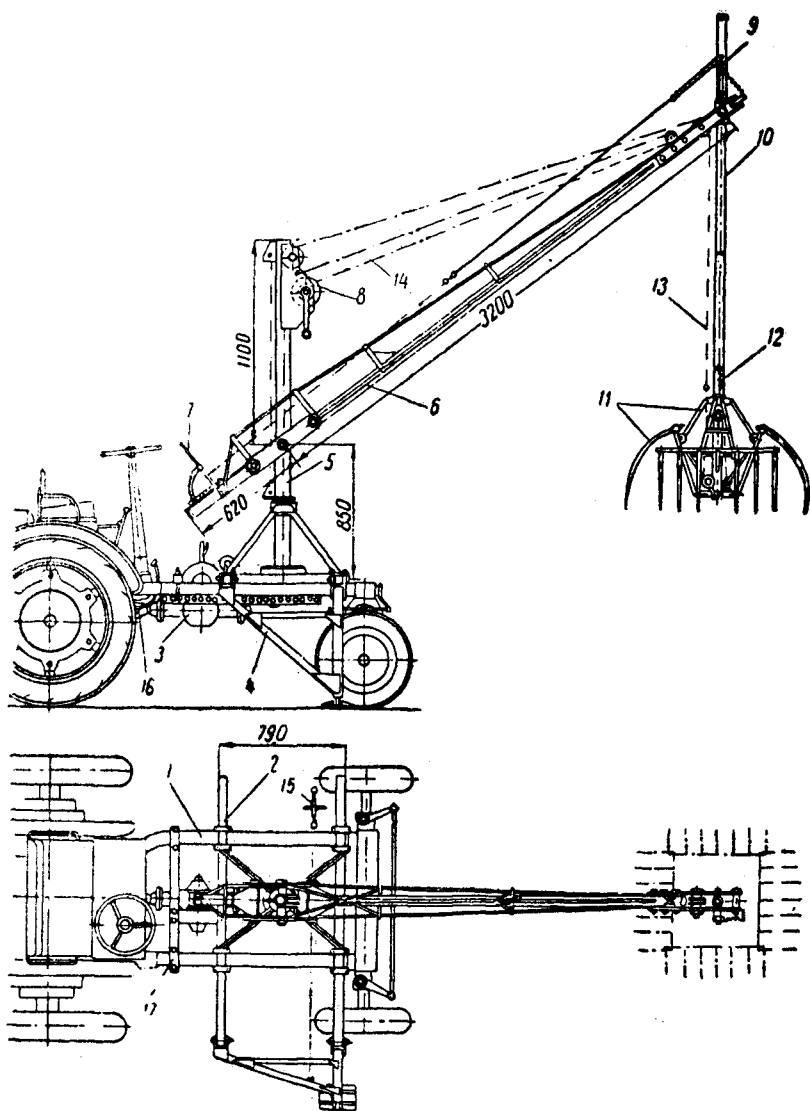


Рис. 1. Общий вид установки:

1—ДСШ-14; 2—основание; 3—лебедка; 4—лапы опорные; 5—стойка; 6—стрела; 7—рычаг управления стопором; 8—лебедка стрелы; 9—механизм стопора; 10—штанга; 11—грейфер; 12—пружина грейфера; 13—трос рабочий; 14—трос стрелы; 15—стяжка опорных лап; 16—муфта; 17—кронштейн лебедки.

где

$$q_{\text{бв}} = q_6 \cdot \sin \alpha;$$

- q_6 — удельное сопротивление разрыву массы вдоль слоев;
 α — угол наклона к горизонту образующей конуса вспучивания;
 a — сторона поперечного сечения охваченной порции;

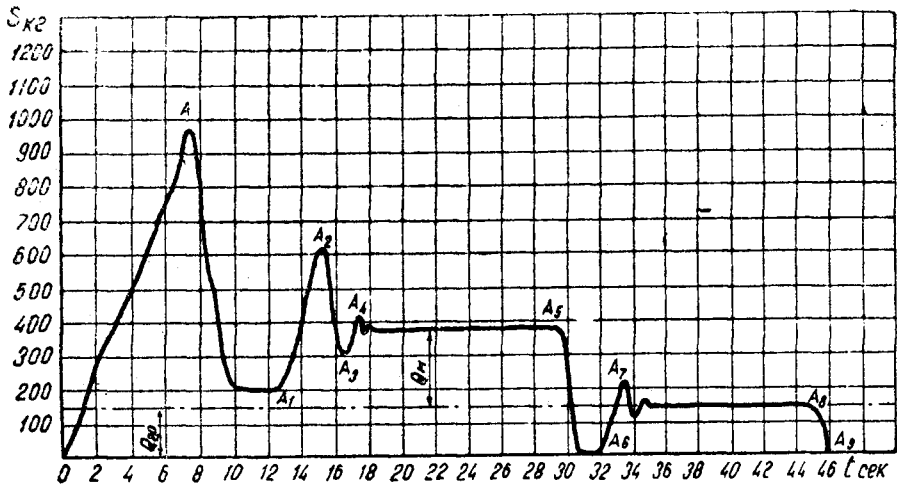


Рис. 2. Изменение натяжения каната за полный цикл работы грейфера

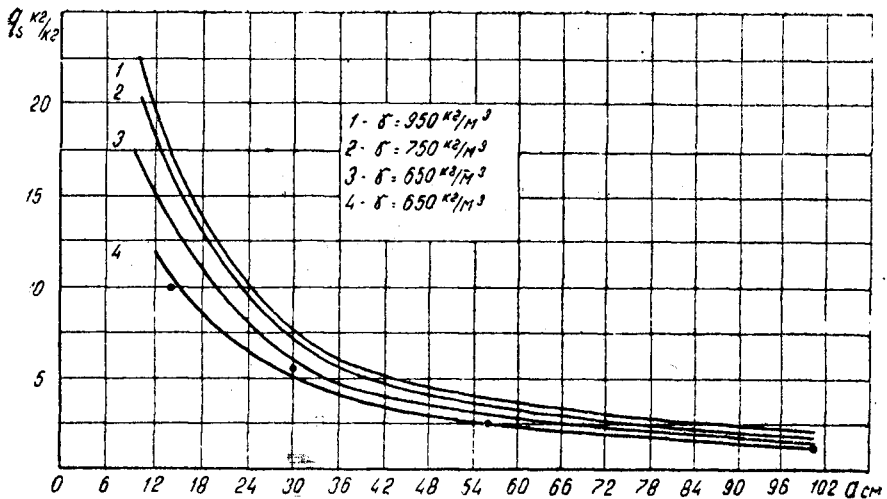


Рис. 3. Изменение коэффициента q в зависимости от величины поперечного сечения порции

δ — увеличение стороны поперечного сечения оторванной порции по сравнению со стороной охваченной порции;

h_n — толщина оторванной порции;

γ — объемный вес массы;

q_0 — удельное сопротивление разрыву массы поперек слоев.

Выражение (1) получено в результате подстановки составляющих в следующее отношение:

$$q = \frac{P_{отр}}{Q_m}, \quad (2)$$

где

$P_{отр}$ — сопротивление отрыву;

Q_m — вес оторванной порции.

Кривые 1, 2 и 3 (рис. 3) получены при помощи выражения (1), кривая 4 — экспериментально.

Как видно из рис. 3, с увеличением площади поперечного сечения порции коэффициент q уменьшается.

На рис. 4 показано изменение коэффициента q в зависимости от толщины порции. Кривые 1, 2 и 3 (рис. 4) построены на основании результатов, полученных при помощи выражения (1), а кривая 4 — экспериментально. Кривые 5 и 6 построены для того случая, когда $a=1000$ мм, а $\gamma=650$ кг/м³. Первая из них получена при помощи формулы (1), а вторая — экспериментально.

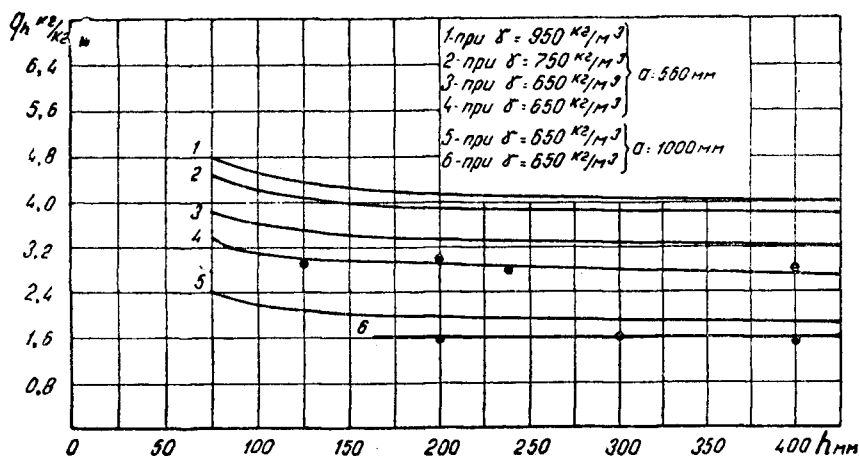


Рис. 4. Изменение коэффициента q в зависимости от толщины порции

Как видно из рис. 4, с увеличением толщины порции коэффициент q уменьшается, но незначительно. Согласно формуле (1) это уменьшение обусловлено изменением только второго слагаемого.

Следовательно, для уменьшения сопротивлений отрыву порции

силосной массы грейфером наиболее рациональным является увеличение параметров ее поперечного сечения.

Для определения сопротивления отрыву порции силосной массы была выведена следующая формула:

$$P_{\text{отр}} = F_6 \cdot \sin \alpha \cdot q_6 + B^2 \cdot q_0 + Q_m, \quad (3)$$

где

F_6 — величина площади сечения, по которому происходит разрыв массы вдоль слоев;

B — сторона площади сечения, по которому происходит разрыв массы поперек слоев.

Исследования, проведенные с целью определения оптимального соотношения между параметрами L и r грейфера, показали, что это соотношение должно выражаться таким образом:

$$\frac{L}{r + \frac{l}{2}} = 2, \quad (4)$$

где

l — расстояние между осями челюстей;

L — расстояние между основаниями зубьев противоположных челюстей в закрытом положении.

Наблюдения за работой грейфера с четырьмя и двумя челюстями (две вспомогательные челюсти были сняты) показали, что в первом случае отрыв захваченной порции происходил по сечениям, расположенным вне грейфера. Во втором случае разрыв происходил по двум сечениям вне грейфера и двум внутри грейфера. При этом порция разрыхлялась, увеличивался провал и резко снижался ее вес. Снижение веса доходило до 45%, а иногда и более.

Следует отметить, что наличие вспомогательных челюстей увеличивает сопротивление погружению зубьев в массу, так как увеличивается их количество. Однако исследования показывают, что длина зубьев этих челюстей может быть примерно вдвое меньше длины зубьев основных челюстей. Следовательно, может быть уменьшено и их поперечное сечение. Кроме того, расстояние между крайними и вторыми от края зубьями вспомогательных челюстей может быть увеличено до 260 мм, так как в этом месте сказывается действие крайних зубьев основных челюстей. Если учесть эти факторы при конструировании вспомогательных челюстей, то дополнительное сопротивление, которое вызовут их зубья при захвате порции, не превысит сопротивления погружению двух зубьев основных челюстей, т. е. общее сопротивление погружению зубьев грейфера, когда основные челюсти имеют их по пять штук, а вспомогательные — по четыре, увеличится не более чем на 20%. Следовательно, наличие вспомогательных челюстей у грейфера, предназначенного для выемки силосной массы, приводит к более экономичной и производительной работе.

Анализ составляющих сопротивления, возникающего при захвате силосной массы грейфером. Сопротивление R , возникающее при захвате порции, может быть разбито на следующие основные составляющие: а) сопротивление погружению зубьев грейфера в массу P ; б) сопротивление трению в шарнирах грейфера $T_{ш}$; в) сопротивление трению в полиспасте механизма замыкания челюстей T_n ; г) сопротивление растяжению пружин грейфера $R_{пр}$.

$$\text{Следовательно, } \bar{R} = \bar{P} + \bar{T}_{ш} + \bar{T}_n + \bar{R}_{пр}. \quad (5)$$

Рассмотрим отдельно каждую из составляющих выражения (5).

а. Сопротивление погружению в силосную массу рабочего органа с углом заострения α может быть выражено следующей формулой:

$$P_1 = q_{кп\text{ ср}} \left(f \cdot \cos \frac{\alpha}{2} + \sin \frac{\alpha}{2} \right) \int_0^{F_k} dF + f \cdot q_{ц} \int_0^{F_u} dF + F \cdot v^2 \cdot K_v, \quad (6)$$

где

$$q_{кп\text{ ср}} = q_{ксп} (1 + k);$$

$q_{ксп}$ — удельное давление массы на боковую поверхность конической части рабочего органа;

F_k — площадь боковой поверхности конической части этого органа;

$q_{ц}$ — удельное давление силосной массы на боковую поверхность цилиндрической части рабочего органа;

F_u — площадь боковой поверхности цилиндрической части органа;

f — коэффициент трения массы о материал рабочего органа;

k — коэффициент, учитывающий увеличение сопротивления в результате деформации массы рабочим органом;

F — лобовая проекция рабочего органа;

v — скорость его погружения;

K_v — коэффициент, зависящий от формы рабочего органа и свойств силосной массы.

Последнее слагаемое формулы (6) при медленном погружении в силосную массу рабочих органов, как, например, зубьев грейфера, бывает незначительным и им можно пренебречь. В таком случае эта формула может быть переписана так:

$$P_1 = q_{кп\text{ ср}} \left[f \cdot \cos \frac{\alpha}{2} + \sin \frac{\alpha}{2} \right] \int_0^{F_k} dF + f \cdot q_{ц} \int_0^{F_u} dF. \quad (7)$$

Учитывая то, что зубья грейфера выполнены в форме конусов, и принимая овальную форму поперечного сечения зуба за круг диаметром d , можем записать, что максимальное сопротивление погружению одного зуба определится следующим образом:

$$P_{1\text{ макс}} = q_{\text{кп ср}} \left(f \cdot \cos \frac{\alpha}{2} + \sin \frac{\alpha}{2} \right) \frac{\pi d^2}{4 \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (8)$$

откуда

$$P_{1\text{ макс}} = q_{\text{кп ср}} \left(\frac{f}{\text{tg} \frac{\alpha}{2}} + 1 \right) \frac{\pi d^2}{4} \quad (9)$$

или

$$P_{1\text{ макс}} = q_{\text{кп ср}} \cdot 0,785 d^2 \left(\frac{f}{\text{tg} \frac{\alpha}{2}} + 1 \right).$$

Полное максимальное сопротивление погружению определится суммой

$$P = \sum_{i=1}^n P_{i\text{ макс}}, \quad (10)$$

где

n — количество зубьев грейфера, участвующее в работе.

б. Сопротивление, возникающее в результате действия сил трения в шарнирах, может быть выражено следующим образом:

$$T_{\text{ш}} = K_{\text{ш}} \cdot S_{\text{к}}, \quad (11)$$

где

$S_{\text{к}}$ — натяжение каната;

$K_{\text{ш}}$ — коэффициент, учитывающий увеличение натяжения каната из-за трения в шарнирах грейфера.

в. Сопротивление трению в полиспасти замыкающего механизма определяется при помощи коэффициента полезного действия полиспаста:

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{1}{m} \cdot \frac{1 - \eta^m}{1 - \eta}. \quad (12)$$

Усилие, потребное для преодоления этого сопротивления, может быть определено следующим образом:

$$T_n = S_{\text{к}} (1 - \eta_{\text{пол}}), \quad (13)$$

где

m — кратность полиспаста;

η — к.п.д. одного блока;

$S_{\text{к}}$ — натяжение каната.

г. Сопротивление растяжению одной пружины грейфера выражается следующим образом:

$$R_1 = c(l_1 - l_0'),$$

где

c — коэффициент пропорциональности (жесткость пружины);

l_0' — длина пружины в раскрытом положении челюстей;

l_1 — длина пружины в закрытом положении челюстей.

Так как грейфер имеет две пружины, то полное усилие, которое необходимо приложить к пружинам вдоль их осей, чтобы растянуть каждую до l_1 , выразится так

$$R_{\text{пр}} = 2c(l_1 - l_0). \quad (14)$$

д. Общий случай: Приложим к грейферу все действующие силы. Сопротивление погружению зубьев одной основной челюсти обозначим через P'_r (рис. 5), а вспомогательной — через P''_r . Соответственно давление верхних тяг — через N и N_1 .

Разложим силу R_1 на две составляющие: R_k , направленную по тяге $A_1 K_1$, и R'_2 , направленную перпендикулярно к ней. Очевидно, что сила R'_2 уравновешивается аналогичной силой от действия второй пружины. Перенесем силу R_k в точку A_1 и разложим ее на составляющие: $R_{k\Gamma}$, направленную по $O_1 B_1$, и $R_{k\text{в}}$, направленную перпендикулярно к $O_1 B_1$. Аналогичным образом разложим силу N на N'_b и N'_r . Так как вес челюстей грейфера уже учтен при определении R_1 , то можем записать, что:

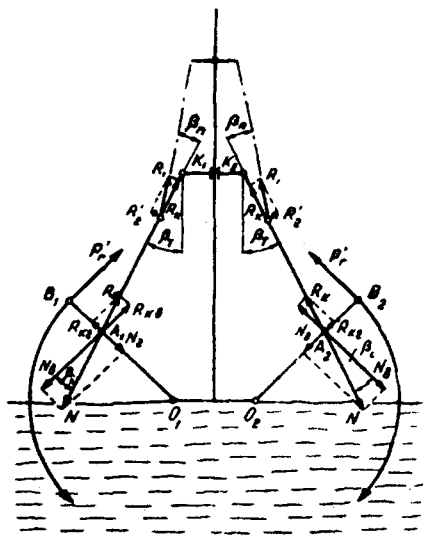


Рис. 5. Схема сил, действующих на грейфер при погружении зубьев в массу

$$R_{k\text{в}} A_1 O_1 + P'_r B_1 O_1 - N'_b A_1 O_1 = 0,$$

откуда

$$N = \frac{N'_b}{\cos \beta_1} = \frac{P'_r B_1 O_1 + R_{k\text{в}} \cdot A_1 O_1}{A_1 O_1 \cdot \cos \beta_1}, \quad (15)$$

где β_1 — угол между перпендикуляром к $O_1 B_1$ и тягой $A_1 K_1$.

Аналогичным образом получим, что

$$N_1 = \frac{P''_r \cdot B_2 O_2}{A_2 O_2 \cdot \cos \beta_1}. \quad (16)$$

Подставив в последние выражения значения P'_r и P''_r , получим:

$$N = \frac{P_1 n \cdot B_1 O_1 + R_{k\text{в}} \cdot A_1 O_1}{A_1 O_1 \cdot \cos \beta_1}, \quad (17)$$

$$N_1 = \frac{P_1 n' \cdot B_2 O_2}{A_2 O_2 \cdot \cos \beta_1}, \quad (18)$$

где

n — число зубьев в одной основной челюсти;

n' — число зубьев в одной вспомогательной челюсти;

P_1 — сопротивление погружению в массу одного зуба основной челюсти;

P_1' — сопротивление погружению одного зуба, вспомогательной челюсти;

Усилие ($P_{\text{пол}}$), которое должен обеспечить полиспагт грейфера, чтобы верхние тяги давили на нижние с силами N и N_1 , может быть выражено таким образом:

$$P_{\text{пол}} = 2N \cdot \cos \beta_r + 2N_1 \cdot \cos \beta_r'$$

или

$$S_k \frac{\eta - \eta^m}{1 - \eta} = 2N \cdot \cos \beta_r + 2N_1 \cdot \cos \beta_r'. \quad (19)$$

Принимая во внимание, что

$$R_{\text{ш}} = C(l_1 - l_0) \cos \beta_n \cdot \cos \beta_l,$$

и учитывая потери в шарнирах грейфера, формулу (19) можно переписать следующим образом:

$$S_k \frac{\eta - \eta^m}{1 - \eta} = 2 \left(\frac{P_1 \cdot n B_1 O_1 + R_1 \cdot \cos \beta_n \cos \beta_l \cdot A_1 O_1}{A_1 O_1 \cdot \cos \beta_l} \cos \beta_r + \frac{P_1' \cdot n' \cdot B_2 O_2 \cos \beta_r'}{A_2 O_2 \cdot \cos \beta_l'} \right) + K_{\text{ш}} \cdot S_k,$$

откуда

$$S_k = \frac{2 \left(\frac{P_1 \cdot n B_1 O_1 + R_1 \cdot \cos \beta_n \cdot \cos \beta_l \cdot A_1 O_1}{A_1 O_1 \cdot \cos \beta_l} \cos \beta_r + \frac{P_1' \cdot n' \cdot B_2 O_2 \cos \beta_r'}{A_2 O_2 \cdot \cos \beta_l'} \right)}{\frac{\eta - \eta^m}{1 - \eta} - K_{\text{ш}}}. \quad (20)$$

В случае, когда нижние тяги займут крайнее (горизонтальное) положение, это выражение примет следующий вид:

$$S_k = \frac{2 \left[P_{1\text{макс}} \cdot n \frac{B_1 O_1}{A_1 O_1} + C(l_1 - l_0) \cdot \cos \beta_n \cdot \cos \beta + P_{1'\text{макс}} \cdot n' \frac{B_2 O_2}{A_2 O_2} \right]}{\frac{\eta - \eta^m}{1 - \eta} - K_{\text{ш}}}. \quad (21)$$

где

$P_{1\text{макс}}$ — максимальное сопротивление погружению в массу одного зуба основной челюсти;

$P_{1'\text{макс}}$ — максимальное сопротивление погружению в массу одного зуба вспомогательной челюсти.

На рис. 6 показано изменение усилия S_k в зависимости от угла β_T , образуемого верхними тягами грейфера со штангой. Угол β_T изменялся от 12 до 40°.

Кривые 1 и 3 графика получены при помощи формулы (20), когда расстояние между зубьями челюсти было соответственно 130 и 200 мм. Кривые 2 и 4 получены экспериментальным путем для тех же условий. Исходные данные и результаты расчетов сведены в табл. 1.

Если верхняя траверса (крестовина) грейфера будет приводиться в действие при помощи гидроцилиндров, сопротивление R , возникающее при захвате порции, определится только первыми двумя составляющими выражения 5:

$$\bar{R} = \bar{P} + \bar{T}_{ш}. \quad (22)$$

Вертикальная составляющая усилия, с которым должны давить гидроцилиндры на верхнюю траверсу грейфера, может быть выражена следующим образом:

$$P_{ц} = \frac{2 \left(\frac{P_1 n B_1 O_1 \cdot \cos \beta_T}{A_1 O_1 \cdot \cos \beta_1} + \frac{P_1 n' B_3 O_3 \cdot \cos \beta_T'}{A_3 O_3 \cdot \cos \beta_1'} \right)}{1 - K_{ц}}, \quad (23)$$

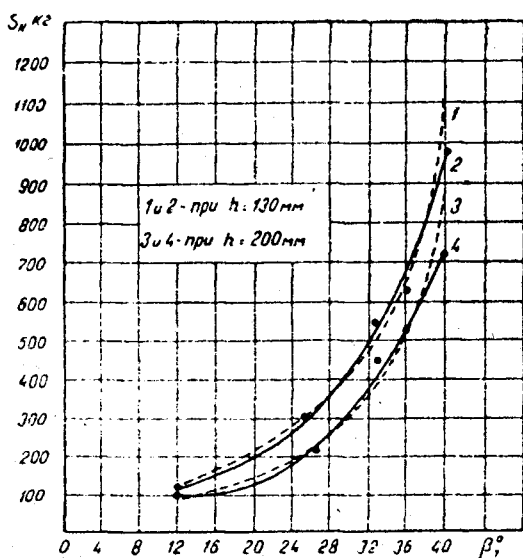


Рис. 6. Изменение натяжения каната при захвате массы грейфером в зависимости от величины угла β_T

Таблица 1

β_T град	β_1 град	β_{II} град	β_1' град	β_T' град	l_0 см	l_0' см	$l_1 - l_0$ см	C кг/см	$\frac{B_1 O_1}{A_1 O_1}$	$\frac{B_3 O_3}{A_3 O_3}$	m	$\frac{l_1 - l_0^m}{l_1}$
12	58	4	31	25			0					
26	24	15	8	31			10,5					
33	0	21	12	38	40	44,5	20	2	1,4	1,2	5	3,6
36	12	24	21	40			25,5					
40	40	30	44	44			41,5					

Длина погруженной части зубьев, мм		Максимальный диаметр погруженной части зуба, мм		$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$		f	$Q_{\text{кп.ср}}$ кг/см ²	Сопротивление погружению одного зуба, кг		Число зубьев		Сопротивление растяжению обечивужки, кг
длинных	коротких	длинного	короткого	длинные зубья	короткие зубья			длинного	короткого	длинных	коротких	
280	10	14	5			25	2,7			10		
440	130	19	12	0,02	0,032	0,78	0,40	45	16	14	10	18
500	190	21	15			55	25					21
640	380	24	24			72	63					31

Продолжение таблицы 1

Натяжение $S_{\text{к}}$ каната при погружении зубьев грейфера, кг.

Четыре челюсти						Две челюсти	
Расстояние между зубьями 130 мм (n = 14, n' = 10)			Расстояние между зубьями 200 мм (n = 10, n' = 10)			Расстояние между зубьями	
время, сек	с пружи- нами	без пружин	время, сек	с пружи- нами	без пружин	130 мм	200 мм
						(n = 14)	(n = 10)
0,8	127	127	1,2	91	91	127	91
2,3	294	284	2,5	218	208	278	202
4	514	496	3,8	396	378	428	310
4,8	648	627	4,6	508	487	511	371
7,1	1110	1079	6,5	881	850	814	591

где $K_{\text{ц}}$ — коэффициент, учитывающий трение в шарнирах грейфера.

Для определения усилия, необходимого для зажатия штанги стопором во время забора порции, было выведено следующее выражение:

$$Q_N^* = \frac{S_{\text{к.макс}} - P_{\text{отр}} - Q_{\text{м}} - Q_{\text{гр}}}{f_N}, \quad (24)$$

где

$S_{\text{к.макс}}$ — максимальное натяжение каната во время забора порции;

$P_{\text{отр}}$ — полное сопротивление отрыву порции;

$Q_{\text{м}}$ — вес отрываемой порции;

f_N — коэффициент трения стопора о штангу;

Q_N — сила нормального давления стопора на штангу.

В случае разгрузки массы усилие Q_N может быть определено, исходя из следующего выражения:

$$Q_N \geq \frac{Q_{гр} + Q_{м.макс}}{f_N}, \quad (25)$$

где

$Q_N f_N$ — сила трения стопора о штангу;

$Q_{м.макс}$ — максимальный вес порции.

Расчет механизма стопора следует вести, исходя из большего значения Q_N .

Усилия, действующие на элементы грейфера во время отрыва, подъема и выгрузки массы. Пренебрегая приращением порции за счет того, что отрыв обычно происходит по месту вне грейфера, а также недоиспользованием объема грейфера, примем, что объем порции такой же, как объем грейфера в закрытом положении.

Так как грейфер симметричен, то каждая из челюстей находится в таких же условиях, как и ей противоположная, поэтому можно условно рассечь грейфер и рассматривать действие сил на одну из челюстей (рис. 7).

Разобьем сечение AOB_2E порции на две части: AOO_2E и EO_2B_2 и приложим в центре тяжести этих частей их веса, т. е. G_1 и G_2 .

Равнодействующую сопротивлений, возникающих по основанию порции, обозначим через P_{10} и разобьем ее на две части: P'_0 и P''_0 .

Считая массу однородной по всей глубине захвата, можно принять, что сопротивление отрыву распределяется равномерно по всей длине зуба, а их равнодействующая P'_6 приложена к точке M . Как показали исследования, эта равнодействующая наклонена к горизонту под углом α , равным углу наклона образующей конуса вспучивания деформируемой зоны.

Составим сумму моментов относительно шарнира O_2 всех сил, действующих на изображенную часть

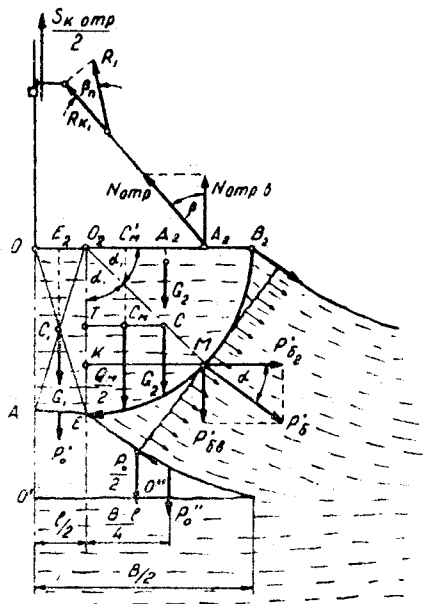


Рис. 7. Схема сил, действующих на элементы грейфера в процессе отрыва порции

$$P'_{6в} \cdot MK - P'_{0г} \cdot O_2K + G_2 CT + G_1 CT + P''_0 \cdot \frac{B-l}{4} - G_1 \frac{l}{4} - P_0 \frac{l}{4} - N_{отр.в} \cdot A_2O_2 - R_{K1} \cdot \cos \beta \cdot A_2O_2 = 0.$$

Выразим значения составляющих:

$$P'_{об} = P'_6 \cdot \sin \alpha,$$

$$MK = r \cdot \cos \alpha_1,$$

$$P'_{ог} = P'_6 \cdot \cos \alpha,$$

$$O_2K = r \cdot \sin \alpha_1,$$

$$CT = O_2C \cdot \sin \alpha_1 = \frac{2}{3} r \frac{\sin^2 \alpha_1}{\alpha_1},$$

$$N_{отр.в} = N_{отр} \cdot \cos \beta.$$

Подставив эти значения в выражение суммы моментов, получим

$$N_{отр} = \frac{P'_6 \cdot r \cdot \sin(\alpha - \alpha_1) + 0,66r \frac{\sin^2 \alpha_1}{\alpha_1} (G_2 + G_r) + P'_0 \frac{B - l}{4} - \frac{l}{4} (G_1 + P'_0) - R_1 \cdot \cos \beta_{п} \cdot \cos \beta \cdot A_2 O_2}{A_2 O_2 \cos \beta}.$$

Так как согласно данным экспериментов $B \approx l + 2r$, то последнее выражение можно переписать следующим образом:

$$N_{отр} = \frac{P'_6 r \cdot \sin(\alpha - \alpha_1) + 0,66r \frac{\sin^2 \alpha_1}{\alpha_1} (G_2 + G_r) + 0,5 r P'_0 - 0,25l(G_1 + P'_0) - R_1 \cdot \cos \beta_{п} \cdot \cos \beta A_2 O_2}{A_2 O_2 \cos \beta}. \quad (26)$$

Определение усилий $N'_{отр}$, возникающих в верхних тягах вспомогательных челюстей, ведется аналогичным образом, но вследствие того, что зубья вспомогательных челюстей воспринимают незначительную часть усилий от веса отрываемой порции и сопротивления P_0 и этими факторами можно пренебречь, расчет несколько упрощается. Кроме того, в расчете не учитывается действие пружин, так как это действие полностью учтено при определении $N_{отр}$ для основных челюстей.

Рассуждая аналогичным образом, получим, что

$$N'_{отр} = \frac{P'_{об} B_8 O_8 \cdot \sin(\alpha - \alpha'_1) + 0,66 \cdot B_8 O_8 G'_r \frac{\sin 2\alpha'_1}{2\alpha'_1}}{A_8 O_8 \cdot \cos \beta'}. \quad (27)$$

Зная усилия N и N_1 , действующие в верхних тягах грейфера во время заглупления его зубьев в массу, а также усилия $N_{отр}$ и $N'_{отр}$,

действующие в них во время отрыва порции, нетрудно рассчитать поперечное сечение этих тяг, диаметр верхних и нижних осей, а также ряд других звеньев грейфера.

Рассмотрим, какие усилия действуют на зуб грейфера во время отрыва порции. Для этого предположим, что звенья грейфера жестко соединены между собой.

Изгибающий момент в сечении B_2 (рис. 7), приходящийся на все зубья основной челюсти, выразится следующим образом:

$$M_u = \frac{Q_m}{2} C'_m B_2 + \frac{P_0}{2} (OB_2 - O'O'') + P'_{03} E_3 B_2 + P'_{0r} ME_3,$$

где

$$\frac{Q_m}{2} = G_1 + G_2.$$

Подставив значения составляющих, получим:

$$M_u = \frac{Q_m}{2} \left(r - \frac{1,3r^2 - 0,5l^2}{2l + \pi r} \right) + \frac{P_0}{4} \left(r + \frac{l}{2} \right) + P'_0 r (0,3 \sin \alpha + 0,7 \cos \alpha), \quad (28)$$

где в соответствии с экспериментальными данными приняли, что $O'O'' \approx 0,25B \approx 0,25(2r + l)$.

Считая, что каждый зуб челюсти принимает на себя равную долю нагрузки, приходящейся на челюсть, можем записать:

$$M_{1u} = \frac{M_u}{n}, \quad (29)$$

где M_{1u} — изгибающий момент, приходящийся на один зуб основной челюсти;

n — число зубьев этой челюсти.

Изгибающий момент, приходящийся на зубья вспомогательной челюсти, определяется аналогичным образом, но так как эти зубья не воспринимают веса порции и сопротивлений P_0 , то решение будет соответственно упрощено.

Во время подъема массы на зубья грейфера действует только вес захваченной порции, поэтому максимальный изгибающий момент, приходящийся на одну челюсть, определится только первым слагаемым выражения (28).

ВЫВОДЫ

Выемка силосной массы из силосохранилищ может быть успешно механизирована при помощи грейферов. Для этого следует конструировать специальные грейферы, а также погрузчики. Грейферы и грейферные погрузчики, выпускаемые до сих пор, не могут быть успешно использованы для этой цели.

Рассматриваемая в данной статье схема установки может по-

служить основанием для конструкции соответствующего погрузчика для выемки силосной массы из углубленных и наземных силосохранилищ. В проектируемом погрузчике необходимо предусмотреть гидравлический подъем и поворот стрелы, а также установить гидроусилитель для зажатия штанги.

Сочетание каната и гидросистемы для подъема стрелы обеспечивает погрузчику возможность вынимать силос из силосохранилищ любой глубины при сравнительно небольшой длине стрелы.

Сопротивление погружению зубьев грейфера в массу достигает значительных величин, в связи с этим при конструировании грейферов особое внимание следует направлять на уменьшение этого сопротивления.

Оптимальным расстоянием между зубьями основной челюсти грейфера является расстояние от 130 до 250 мм, а для вспомогательной челюсти — 180—260 мм.

Оптимальное расстояние между концами зубьев противоположных челюстей в конечный момент захвата порции равно 200—250 мм.

Наличие вспомогательных челюстей у грейфера, предназначенного для выемки силоса из силосохранилищ, ведет к более экономной и производительной работе.

Форма горизонтального поперечного сечения отрываемой порции должна быть круглой или квадратной. При этом с увеличением поперечного сечения или толщины порции коэффициент q , выражающий отношение сопротивления отрыва к весу оторванной порции, уменьшается.

При увеличении стороны квадратного поперечного сечения порции толщиной 300 мм от 100 до 1000 мм коэффициент q уменьшился от 17,37 до 1,9 кг/кг ($\gamma = 650 \text{ кг/м}^3$).

При увеличении толщины порции от 100 до 400 мм коэффициент q уменьшился от 2,22 до 1,85 кг/кг ($\gamma = 650 \text{ кг/м}^3$, $a = 1000 \text{ мм}$).

Важным фактором, способствующим уменьшению сопротивления отрыву порции, является увеличение ее поперечного сечения.

Экспериментальные проверки формул для определения натяжения каната в процессе захвата и отрыва порции, формул для определения давления гидроцилиндров на верхнюю траверсу при захвате порции, а также для определения усилий, действующих на элементы грейфера, показали, что эти формулы в достаточной мере отражают сущность процесса и могут быть расчетными.

ЛИТЕРАТУРА

1. Е м ц о в Н. Н. и Д у к е л ь с к и й А. И. Портовые грузоподъемные машины. Изд. «Морской транспорт», 1948.
2. Р у м я н ц е в Б. П. Анализ составляющих силы сопротивления зачерпыванию. Труды ХПИ им. В. И. Ленина, т. XVI, 1957.
3. К р у т и к о в И. П. Грейферы двухканатного типа. Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, Москва, 1949.
4. Т а у б е р Б. А. Грейферные механизмы. Машгиз, 1960.