

В. И. РЫЖАНКОВ,  
аспирант

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГРЕЙФЕРНЫХ ЗАХВАТОВ НАВОЗОПОГРУЗЧИКОВ

В настоящей статье изложены результаты исследований работы вилообразного грейфера на навозе, которые проводились с целью выявления возможности повышения зачерпывающей способности его с наименьшими затратами энергии и изыскания путей, ведущих к уменьшению отрывных усилий при отделении порции навоза.

Ниже излагаются основные положения метода расчета моторного вилообразного грейфера и экспериментальные данные, по которым определяются необходимые коэффициенты для расчета.

### I. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ГРЕЙФЕРА С ГРУЗОМ

Допустим, что немного закрытый грейфер (рис. 1) зачерпывает навозную массу под действием своего собственного веса и что все сопротивления, испытываемые им со стороны материала, сосредоточены на концах зубьев. Тогда на челюсти грейфера действуют следующие силы:

$G_1$  — вес головки грейфера;

$G_2$  — вес одной челюсти;

$S$  — сила, сближающая обе траверсы;

$T$  — сила сопротивления сдвигу, действующая в горизонтальном направлении;

$Q$  — вес материала, набранного одной челюстью;

$W_z$  — реакция от веса грейфера и набранного материала;

$l, n, m, d$  — плечи соответствующих сил относительно шарнира  $O$ .

Вследствие того, что сила сопротивления проникновению зубьев в материал больше веса грейфера, челюсти его под действием силы  $S$ , сближающей траверсы, будут совершать скребущее движение до тех пор, пока сопротивление сдвигу  $T$  не достигнет предела, при котором геометрическая сумма  $W$  сдвигающей силы и составляющей реакции от веса грейфера не превысит силы сопротивления проникновению вила в навоз. После этого зубья начинают проникать вглубь материала. Но одновременно возрастает сопротивление внедрению челюстей, поэтому снова будет продолжаться процесс сдви-

га до момента уравнивания сил. Это явление происходит непрерывно, и концы зубьев грейфера совершают траекторию в материале в виде параболы с вершиной на оси  $y$  (рис. 3). Форма параболы

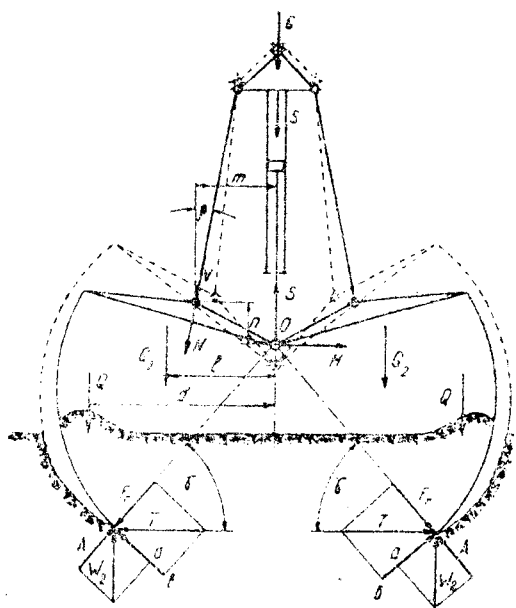


Рис. 1. Схема взаимодействия грейфера с материалом

зависит от физико-механических свойств захватываемого материала. (Если материал плотный, то кромки челюстей могут скользить по поверхности его, не заглубляясь внутрь, и наоборот, в очень рыхлый материал грейфер может чрезмерно заглубляться.) В связи с этим вес моторного грейфера должен соответствовать данному материалу. Этот недостаток моторных грейферов может быть частично компенсирован правильным подсчетом его веса и приданием челюстям наилучшей геометрической формы.

Для рационального конструктивного решения этой задачи необходимо **знать:**

какая требуется сила для смыкания челюстей при заданных размерах грейфера;

какую траекторию будут совершать кромки челюстей при известном весе грейфера;

какие силы будут действовать на зубья в процессе зачерпывания и последующего отрыва порции.

**Определение силы  $S$ , смыкающей челюсти.** Составляя сумму моментов всех сил, действующих на одну челюсть, относительно точки  $O$  (рис. 1) и производя соответствующие преобразования, получим следующее выражение:

$$S = \frac{2Wr}{m + n \cdot \operatorname{tg} \beta} - \frac{2G_2 \cdot l}{m + n \cdot \operatorname{tg} \beta} - G_1 - \frac{2Q \cdot d}{m + n \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (1)$$

где  $W$  — сила сопротивления проникновению зубьев в материал, учитывающая также трение навоза о их боковые поверхности, определяемая на основании экспериментальных данных.

Сила  $W$  состоит из проекции силы тяжести грейфера, материала

и проекции сдвигающей силы  $T$  на касательную к кривизне зуба  $y$  его конца, т. е.

$$W = \frac{G}{2} \cos \gamma + T \sin \gamma + Q \cos \gamma = T \sin \gamma + \left( \frac{G}{2} + Q \right) \cdot \cos \gamma, \quad (2)$$

где  $G=2G_2+G_1$  — полный вес грейфера.

Если значение  $W$  подставить в равенство (1), имеем

$$S = \frac{2G_2(r \cdot \cos \gamma - l)}{m + n \cdot \operatorname{tg} \beta} + \frac{G_1(r \cdot \cos \gamma - m - n \cdot \operatorname{tg} \beta)}{m + n \cdot \operatorname{tg} \beta} + \frac{2Q(r \cdot \cos \gamma - d)}{m + n \cdot \operatorname{tg} \beta} + \frac{2T \cdot r \cdot \sin \gamma}{m + n \cdot \operatorname{tg} \beta}. \quad (1')$$

Из последней формулы видно, что сила  $S$  зависит от веса грейфера и главным образом от горизонтальной составляющей  $T$  равнодействующей сил сопротивления зачерпыванию.

Первые два слагаемых к концу замыкания будут иметь отрицательный знак, поэтому в этот период вес грейфера способствует уменьшению силы  $S$ .

Третье слагаемое всегда будет иметь отрицательный знак, так как  $r \cdot \cos \gamma < d$ . Четвертое слагаемое все время растет как за счет увеличения силы  $T$ , так и за счет возрастания произведения  $r \cdot \sin \gamma$ .

Следовательно, чтобы определить силу замыкания  $S$  на всем протяжении зачерпывания, необходимо знать изменение силы  $T$  за этот период и траекторию челюсти в материале.

Сила  $T$  вызывается смещением зубьев в горизонтальном направлении и является равнодействующей двух сил: силы  $F_r$ , нормальной к кривизне зубьев и отклоняющей их, и силы  $R' = b\bar{A}$ , преодолевающей сопротивление проникновению челюсти и направленной касательно к кривизне зубьев.

Подставляя значение  $T = \frac{F_2}{\cos \gamma}$  в формулу (2), получаем

$$W = \left( \frac{G}{2} + Q \right) \cdot \cos \gamma + F_r \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (2')$$

Этой силе противодействует сила сопротивления проникновению зубьев в навоз  $R$ , которая складывается из сопротивления проникновению зубьев  $R_0$ , сопротивления смятию материала внутри грейфера  $R_1$  и сил трения навоза о боковые поверхности зубьев  $Nf$ , т. е.  $R=R_0+R_1+Nf$ , где  $f$  — коэффициент трения навоза по металлу и  $N$  — полная нормальная нагрузка на зубья.

Приравняв  $R$  к  $W$  и преобразовывая, получаем

$$F_r = \frac{(R_0 + R_1 + Nf) \cdot \cos \gamma \cdot \left( \frac{G}{2} + Q \right)}{\operatorname{tg} \gamma}. \quad (3)$$

Эта формула показывает, какая должна быть сила  $F_r$ , чтобы вилы проникали в навоз на всем протяжении зачерпывания при данном весе грейфера. Задача может стоять в обратном порядке. Зная величину  $F_r$  во все периоды зачерпывания, из равенства (3) можно подсчитать, какой вес должен иметь грейфер, чтобы челюсти его захватывали требуемый объем материала

$$R_0 = ZFq,$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения зуба,  $\text{см}^2$ ;

$Z$  — число зубьев на одной челюсти;

$q$  — удельное сопротивление проникновению заостренного тела в навоз  $\text{кг/см}^2$ . По экспериментальным данным автора значение  $q$  может приниматься равным  $5 \div 6 \text{ кг/см}^2$  для слежавшегося навоза.

$R_1$  зависит от формы зубьев и траектории движения их в материале. Во всех случаях челюсти грейфера должны быть спроектированы так, чтобы смятия навоза внутри грейфера не происходило. Тогда можно принять, что  $R_1 = 0$ . Влияние силы  $R_1$  показано ниже.

**Определение сдвигающей силы  $F_r$ .** Как уже отмечалось, челюсть при смыкании (рис. 2) поворачивается так, что шарнир  $A$  перемещается вверх по оси  $y$ , а концы зубьев совершают движение по параболе. В каждый момент поворот челюсти осуществляется относительно точки  $O$ , которую называем мгновенным центром вращения.

Очевидно, мгновенный центр вращения находится на пересечении перпендикуляров, восстановленных: один из точки  $A$  нормально к оси  $y$ , другой из точки  $C$  нормально к траектории движения конца зуба.

Расчет ведем для наиболее общей и практичной формы челюсти, зубья которой изогнуты по дуге окружности, описанной радиусом из центра  $D$ , смещенного на расстоянии  $S$  от шарнира  $A$  в сторону конца зуба.

При вращении челюсти относительно точки  $O$  зубья своей внутренней стороной испытывают сопротивление сдвигу навозной массы. Это сопротивление в элементарной форме аналогично сопро-

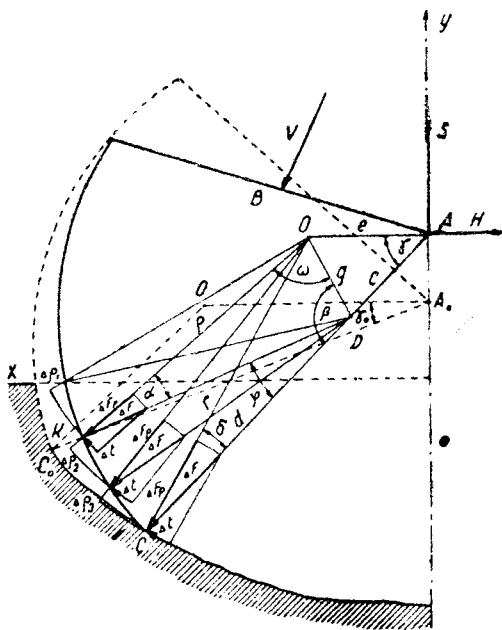


Рис. 2. Схема к определению сдвигающей силы

тивлению, которое воспринимает сторона клина, проникающего в материал. Участок зуба, взаимодействующий с навозом, можно представить составленным из элементарных клиньев (рис. 2). Не учитывая силы трения навоза о зубья, полагаем, что

$$\Delta t = kb \Delta \rho, \quad (4)$$

где

$\Delta t$  — элементарная сила сопротивления проникновению клина;

$\Delta \rho$  — толщина клина;

$b$  — ширина клина (грейфера);

$k$  — коэффициент пропорциональности.

Тогда

$$\Delta F_{\rho}' = \Delta t \cdot \operatorname{ctg} \alpha = kb \cdot \operatorname{ctg} \alpha \cdot \Delta \rho. \quad (5)$$

Подставляя в равенство (5) выраженные через конструктивные размеры значения  $\operatorname{ctg} \alpha$  и  $\Delta \rho$ , проектируя все элементарные силы  $\Delta F_{\rho}'$  на направление  $CO$  и интегрируя полученное выражение в пределах угла  $\varphi$ , имеем

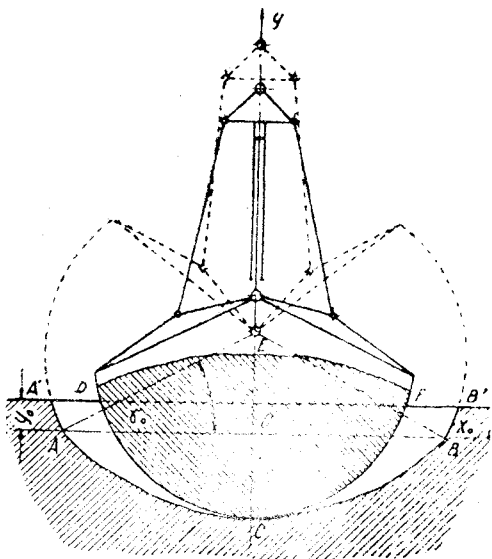


Рис. 3. Схема к определению траектории челюстей грейфера в материале

$$F_{\rho} = kb d \cdot \cos(\beta + \delta) \left[ \frac{1}{2} I_1 - \frac{(g^2 + d^2)}{4gd} I_2 + \frac{(d^2 - g^2)}{4gd} I_3 \right] - kb d^2 \cdot \sin(\delta + \beta) I_4, \quad (6)$$

где

$$I_1 = -\sin(\beta - \varphi) \Big|_0^{\varphi}; \quad I_2 = \varphi \Big|_0^{\varphi};$$

$$I_3 = -\frac{2}{d^2 - g^2} \cdot \operatorname{arc} \operatorname{tg} \left[ \frac{d+g}{d-g} \cdot \operatorname{tg} \frac{\beta - \varphi}{2} \right] \Big|_0^{\varphi};$$

$$I_4 = \left\{ \frac{\cos(\beta - \varphi)}{2d} + \frac{g^2 - d^2}{4gd^2} \cdot \ln [d^2 + g^2 - 2gd \cdot \cos(\beta - \varphi)] \right\} \Big|_0^{\varphi}.$$

Все величины, входящие в формулу (6), известны, кроме  $\beta$ ,  $\delta$ ,  $\varphi$  и  $k$ . Угол  $\beta$  выражается через  $\delta$  посредством следующих формул:

$$r = \frac{(c+d) \cdot \sin \gamma}{\sin(\gamma + \delta)}; \quad \sin \beta = \frac{r}{g} \cdot \sin \delta; \quad g = \sqrt{d^2 + r^2 - 2dr \cdot \cos \delta}.$$

Угол  $\varphi$  принимается в зависимости от величины погружения грейфера в материал в данный момент зачерпывания.

$\sin \frac{\varphi}{2} = \frac{h}{2d \cdot \cos \gamma}$ , где  $h$  — глубина внедрения вил в навоз.

Формула (6) содержит коэффициент  $k$ , который является показателем, характеризующим физико-механические свойства навоза. Опытный коэффициент  $k$  выражается размерностью  $\text{кг}/\text{см}^2$  и определяется как величина приложенной к клину удельной нагрузки, при которой клин, проникая в навоз, раздвигает его в стороны.

Так как под действием силы  $F_p$  увеличивается сила  $R$ , с которой зубья преодолевают сопротивление проникновению, то на основании равновесия сил по вертикали получаем

$$F_r = F_p \cdot \cos \delta + \frac{F_p \sin \delta}{\operatorname{tg} \gamma} \quad (7)$$

Для пользования формулами (6) и (7) необходимо знать, как изменяется угол  $\delta$  в процессе зачерпывания, или знать траекторию движения челюстей в материале.

С увеличением угла  $\delta$  возрастает сдвигающая сила  $F_r$ . В то же время с увеличением угла  $\gamma$  сила  $F_r$  оказывает меньшее влияние на проникающую способность грейфера. Поэтому в конце смыкания желательнее, чтобы сила  $F_r$  была наименьшей, так как это способствовало бы уменьшению сил трения при зачерпывании.

**Определение траектории движения кромок челюстей в материале.** Процесс экскавации навоза грейфером состоит из двух этапов: периода предварительного внедрения грейфера в материал при опускании его в открытом состоянии ( $y_0$ ) и периода заглабления при сжатии челюстей. Главное в расчете грейферного захвата заключается в том, чтобы челюсти его при работе соблюдали заданную траекторию, ибо только при этом условии он будет захватывать определенное количество навоза. Очевидно, правильный расчет будет, если при работе (рис. 3) соблюдается следующее равенство: площадь  $ABC$  + площадь  $ABB^1A^1$  = пл.  $DEFC$ . Площадь  $S^1$  = пл.  $DEFC$  находится из заданной емкости грейфера. Площадь  $S_0$  = пл.  $ABB^1A^1$  определяется как площадь прямоугольника, т. е.  $S_0 = y_0 \cdot 2x_0$ , где  $y_0$  — величина предварительного заглабления зубьев в материал,  $2x_0$  — наибольший размах челюстей.

Размером  $2x_0$  конструктор задается, а  $y_0$  зависит от веса грейфера, скорости опускания и сил сопротивления проникновению челюстей в материал. На том основании, что кинетическая энергия падающего грейфера полностью расходуется на выполнение работы внедрения зубьев в материал, составляем равенство

$$\frac{mv^2}{2} = Ry_0,$$

где

$m$  — масса порожнего грейфера;  
 $v$  — скорость опускания грейфера,  $\text{м}/\text{сек}$ ;

$R$  — суммарная сила сопротивления проникновению зубьев в навоз;

тогда

$$R = qzF,$$

где

$q$  — удельное сопротивление внедрению зубьев в навоз, кг/см<sup>2</sup>, учитывающее трение на боковых поверхностях зубьев;

$z$  — число зубьев;

$F$  — площадь поперечного сечения одного зуба;

$$y_0 = \frac{Gv^2}{2gqzF}. \quad (8)$$

Переходим к определению траектории  $ACB$ , которая примерно соответствует параболе.

Допустим уравнение этой параболы  $y=ax^2+c$ . Из начальных условий, когда  $y=0$  и  $x=x_0$ , находим

$$c = -ax_0^2 \quad \text{и} \quad y = a(x^2 - x_0^2).$$

Площадь, ограниченная параболой  $ACB$  и осью абсцисс,

$$S = -2 \int_{x_0}^0 y \cdot dx = -2a \int_{x_0}^0 (x^2 - x_0^2) dx, \quad (9)$$

но  $S = S' - S_0$ , тогда  $a = \frac{S' - S_0}{\frac{4}{3} r^3 \cdot \cos^3 \gamma_0}$ ,

где

$$x = r \cos \gamma_0.$$

Дифференцируем уравнение параболы для нахождения  $a$

$$y' = 2ax.$$

Так как первая производная от функции графически является тангенсом угла наклона касательной к данной кривой, то согласно чертежу (рис. 2)

$$y' = \operatorname{tg} [90^\circ - (\gamma + \delta)] = \operatorname{ctg} (\gamma + \delta).$$

Отсюда

$$a = \frac{\operatorname{ctg} (\gamma + \delta)}{2r \cdot \cos \gamma}.$$

Подставляя значение  $a$  в выражение (9), получаем

$$\operatorname{ctg} (\gamma + \delta) = \frac{3(S' - S_0) \cdot \cos \gamma}{2r^2 \cdot \cos^3 \gamma_0}. \quad (10)$$

Из последнего равенства вытекает вывод, что грейфер захватит расчетное количество навоза, если зубьям придать такую форму,

при которой угол  $\delta$  соответствовал бы уравнению (10), при соответствующем весе.

По формуле (10) можно определить  $\delta$  для любого момента зачерпывания, а затем и силу  $F_T$  по формулам (6) и (7). Сила смыкания  $S$  определяется из равенства (1'). Формула (3) дает возможность подсчитывать наиболее выгодный вес грейфера для заданной грузоподъемности.

Выведенные формулы содержат коэффициенты, которые определены опытным путем.

## II. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

**Методика исследований.** Для определения необходимых коэффициентов, входящих в расчетные формулы, и изыскания способов улучшения зачерпывающей способности грейфера при наименьшем его весе были проведены опыты на установке, принципиальная схема которой показана на рис. 4. Установка состоит из динамометрической тележки 1 и экспериментального грейфера 2.

Экспериментальный грейфер был выполнен в виде конструкции, позволяющей производить следующие регулировки: установку зубьев различной кривизны и профиля; изменение величины размаха челюстей; изменение начального угла вхождения зубьев в навозную массу. Ширина грейфера 1000 мм, наибольший размах челюстей 1100 мм, вес 85 кг, грузоподъемность 300 кг.

Опыты проводились следующим образом. Над траншеей с навозом прокладывались рельсы, на которых устанавливалась динамометрическая тележка с подвешенным к ней грейфером. Тележка посредством троса через тяговый орган 7 гидравлического динамографа закреплялась в определенном положении. Тем самым она не имела возможности перемещаться вправо. У грейфера с левой челюсти зубья снимались. После закрепления тележки грейфер совместно с подвижными рамами 5 и 6 опускался на материал так, что концы зубьев входили в навоз на глубину 10 см, а рамы 5 и 6 соответственно касались упоров месдоз 3 и 4. Причем месдозы 3 полностью воспринимали нагрузку от веса грейфера и подвижных рам. Грейфер включался в работу от гидросистемы погрузчика, навешенного на самоходное шасси. При вхождении зубьев в навозную массу на последние действовали все возрастающие силы сопротивления навоза зачерпыванию, которые через указанную систему рычагов передавались на гидравлические месдозы и регистрировались записывающим устройством 9.

Так как равнодействующая всех сил сопротивлений материала зачерпыванию стремится переместить тележку вправо, а якорное устройство противодействует этому движению, то сила  $T$ , зарегистрированная гидравлическим динамографом через тяговый орган 7, равна горизонтальной составляющей реакции материала на челюсть.

Решая систему уравнений, составленных как сумма моментов



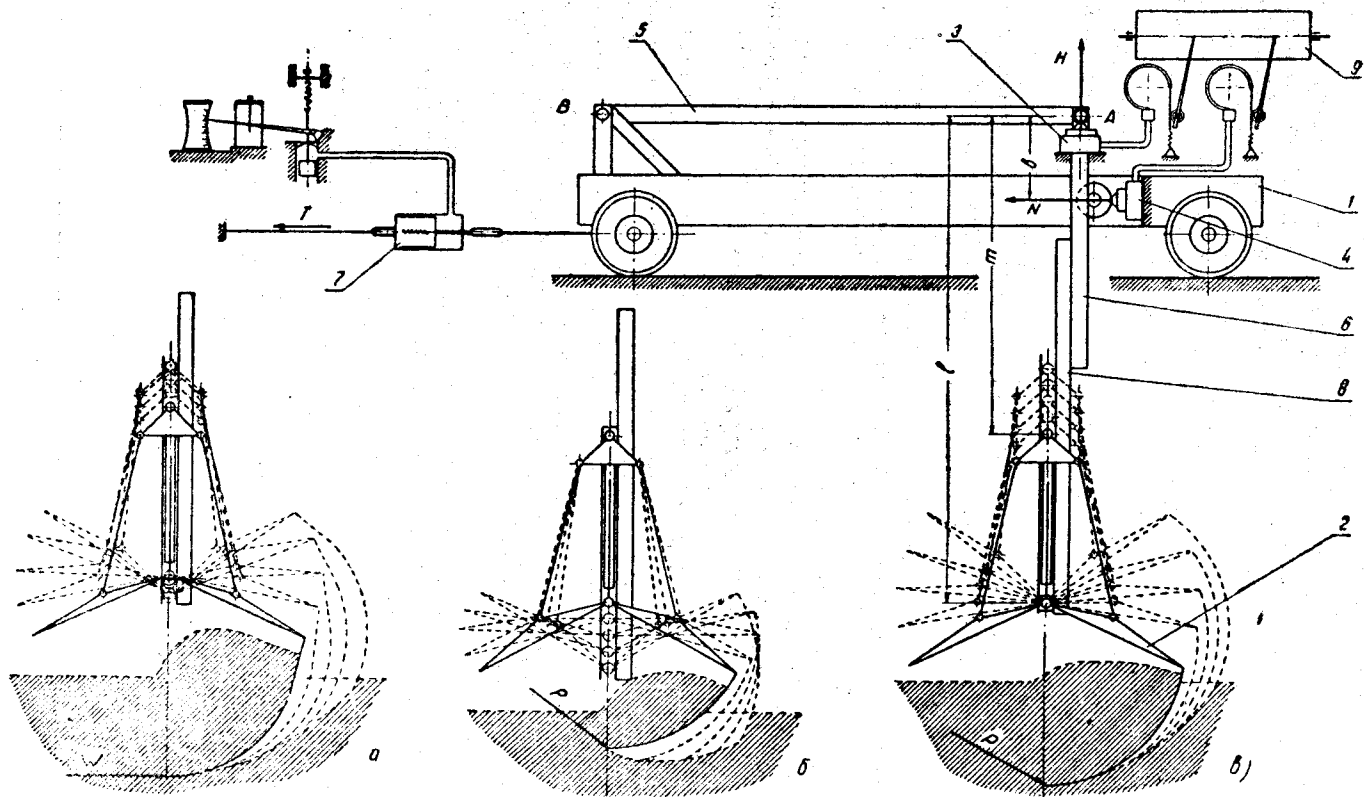


Рис. 4. Схема экспериментальной установки

всех сил и сумма проекций всех сил на ось  $y$  и ось  $x$ , находили три неизвестные величины: величину равнодействующей сил сопротивлений, ее направление и точку приложения.

В опытах оказалось, что равнодействующая сил зачерпыванию приложена почти у самых проникающих кромок зубьев. Учитывая то, что величина смещения точки приложения равнодействующей от конца зуба незначительна и что гораздо удобнее вести расчеты, если бы все силы сопротивлений зачерпывания были сосредоточены на концах зубьев, допускаем, что равнодействующая реакций материала на челюсть приложена на кромках зубьев.

Чтобы получить данные при различных траекториях зубьев в материале, грейфер подвешивался к тележке в следующих трех положениях:

Когда верхняя траверса грейфера закреплялась в раме  $b$ , а нижняя свободно могла перемещаться вверх в направляющих  $\delta$ . В этом случае концы зубьев совершали сложное движение (рис. 4 б).

Когда нижняя траверса грейфера закреплялась неподвижно на раме  $b$ , а верхняя при зачерпывании опускалась свободно в направляющих  $\delta$ . При данном положении зубья совершали траекторию по дуге окружности (рис. 4 в).

Когда обе траверсы могли свободно перемещаться в направляющих  $\delta$ . Форма кривой, по которой двигались зубья в навозе, в этом случае неопределенна и зависит только от сил сопротивлений зачерпыванию и веса грейфера (рис. 4 а).

Выбранная методика исследования имеет преимущество в том, что при данной схеме замеров действующих на челюсти грейфера сил, мы избегаем влияния сил трения в шарнирах последнего на результаты измерений, почему и отпадает необходимость находить к.п.д. грейферного механизма. Испытывались три комплекта зубьев с различным эксцентриситетом  $C$ : для зубьев № 1 равным нулю, для зубьев № 2 — 100 мм и зубьев № 3—200 мм (рис. 4).

Поясняем метод нахождения опытным путем коэффициента зачерпывания  $k$ , входящего в формулу (6). Представим, что челюсть поворачивается вокруг неподвижного центра  $O$  (рис. 5). При взаимодействии с навозом на каждом отрезке зуба будут возникать сдвигающие силы  $\Delta F$ , составляющие которых  $\Delta F_r$  стремятся отклонять зуб, а составляющие  $\Delta t$  противодействуют повороту челюсти.

Полагаем, что  $\Delta t = k \Delta r b$ , где  $k$  — коэффициент зачерпывания;  $\Delta r$  — приращение радиуса;  $b$  — ширина челюсти.

Подставляя значение  $\Delta r$  в указанное равенство и интегрируя полученное выражение, имеем

$$k = \frac{F_r}{b \left( \frac{\sin \varphi}{2} \sqrt{d^2 - c^2 \cdot \sin^2 \varphi} + \frac{d^2}{2c} \arcsin \frac{c \cdot \sin \varphi}{d} + \frac{c\varphi}{2} + \frac{c \cdot \sin 2\varphi}{4} \right)}, \quad (11)$$

где

$F_r$  — составляющая равнодействующей силы  $P$ ;  
 $b, d, c, \varphi$  — конструктивные размеры челюсти.

Так как каждая элементарная сила  $\Delta t$  создает момент сопротивления относительно оси  $O$ , а сила  $R_1$  преодолевает этот момент, то можем написать равенство

$$\Delta t_1 r_1 + \Delta t_2 r_2 + \dots + \Delta t_n r_n = R_1(c + d).$$

Путем интегрирования отсюда получена формула

$$R_1 = \frac{kb[(c + d)^2 - r^2]}{c + d}. \quad (12)$$

Сила  $R_1$  возникает только тогда, когда имеет место смятие материала внутри грейфера, причем сминание это происходит в глубь материала, а не наружу.

В качестве материала применялись два вида навозов.

Навоз № 1, полученный внесением в подстилку измельченной соломой из расчета средней нормы 3 кг на голову крупного рогатого скота в сутки.

Навоз № 2, полученный внесением в подстилку неизмельченной соломой также из расчета 3 кг на голову в сутки.

Навоз № 1 хранился холодным способом в течение двух месяцев, в результате чего имел: влажность  $W=76,3\%$ , степень разложения  $\rho=30\%$ , объемный вес  $\gamma=785 \text{ кг/м}^3$ . Навоз № 2 к моменту проведения экспериментов имел: 2-недельный срок хранения, влажность  $W=81,2\%$ , степень разложения  $\rho=10\%$ , объемный вес  $\gamma=843 \text{ кг/м}^3$ .

В результате проведения опытов получены следующие данные:

С увеличением эксцентриситета  $S$  усилие проникновению возрастает в начале смыкания незначительно, а к концу смыкания — существенно. Происходит это за счет увеличения соответственно длины зубьев.

Сила  $F_r$  обусловлена величиной сдвига навозной массы. Чем больший эксцентриситет центра кривизны, тем больше соответственно возрастает усилие сдвигу. Для зубьев формы № 1 сила  $F_r$  вовсе отсутствует.

В плавающем положении в процессе зачерпывания характер изменения силы  $R$  незначительно различается в зависимости от формы зубьев, что объясняется односторонней работой зубьев.

Полученная экспериментально картина изменения силы  $F_r$  в процессе зачерпывания подтверждает правильность формулы (3).

### III. ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГРЕЙФЕРА

**О начальном угле вхождения зубьев в материал.** На практике установлено, что зубья грейфера в начале зачерпывания проникают в навоз с наименьшим сдвигом навозной массы, если они дейст-

вуют под углом к поверхности материала. Чем меньше этот угол, тем лучше происходит внедрение вил. Это обстоятельство также подтверждается теорией процесса зачерпывания. Так, согласно формуле (3) вилы грейфера будут проникать в навоз, если сила  $F_r$  соответствует указанному равенству. Когда  $\psi = 0$ , т. е. когда угол наклона зубьев к поверхности материала равен  $90^\circ$ ,  $F_r$  стремится к бесконечности. Поскольку такая величина силы  $F_r$  не может быть обеспечена за счет сдвига навозной массы, то челюсти будут скользить по поверхности материала (не проникая внутрь), пока угол  $\gamma = 90^\circ - \psi$  не достигнет предела, при котором будет соблюдаться равенство (3). Это означает, что работа грейфера может использоваться непродолжительно. С этой точки зрения желательно, чтобы в начальный момент зачерпывания угол  $\gamma$  был наибольшим.

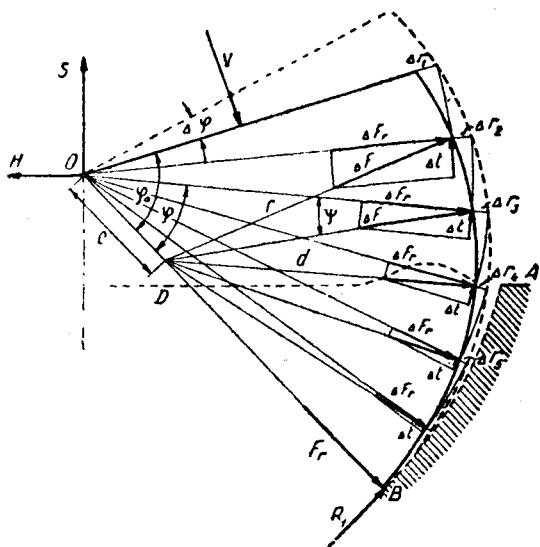


Рис. 5. Схема к определению коэффициента зачерпывания  $k$ .

на быть такой, чтобы силы, смыкающие челюсти, были бы по возможности уменьшенными. Кроме того, необходимо стремиться к увеличению коэффициента наполнения грейфера за счет придания челюстям соответствующей формы. Эти требования являются исходными положениями в обосновании данного вопроса.

Чтобы грейфер захватывал большее количество материала, желательно иметь большой размах челюстей, придавая им форму, при которой центр кривизны зубьев был бы смещен от шарнира нижней траверсы на какую-то величину.

Однако при наличии слишком большого эксцентриситета  $C$  центра кривизны зубьев может происходить явление (т. е. появление силы  $R_1$ ) смятия навоза внутри грейфера, в связи с чем челюсти будут описывать траекторию по параболе, вершина которой лежит на

С другой стороны, минимальный наклон зубьев к поверхности навоза ограничен тем, что при разгрузке материал должен полностью вываливаться из грейфера. В данном случае желательно, чтобы концы зубьев были направлены по отвесу. Учитывая первое и второе обстоятельство, рекомендуется принимать оптимальный угол  $\psi$   $75 \div 80^\circ$ .

### О рациональной форме челюстей.

Очертание или кривизна зубьев долж-

меньшей глубине. Следовательно, при больших затратах энергии грейфер в данном случае будет захватывать почти такое же количество навоза.

Поскольку параметры грейфера рассчитываются по заданной траектории челюстей, то при конструировании возможно избежать явлений смятия навоза внутри грейфера и связанных с этим перегрузок на элементах механизма, если спрофиллировать челюсти так, чтобы в своем движении концы зубьев всегда опережали следующие отрезки зуба.

На основании опытов рекомендуется принимать эксцентриситет  $C = (0,18 \div 0,23)r$ , где  $r$  — расстояние от оси нижней траверсы до следующие отрезки зуба.

**Влияние формы траектории движения челюстей в материале на усилии отрыву порции.** Величина отрывного усилия зависит от площади сечения, по которому происходит разрыв. Метод забора, когда челюсти грейфера загребают материал, способствует уменьшению площади разрыва, так как в период зачерпывания связь порции навоза с общей массой частично нарушается зубьями, которые производят скребущее движение. В этом отношении лучшими качествами обладают многочелюстные грейферы. У грейферов с принудительным заглублением, у которых зубья образованы по окружности и входят в материал без сдвига его, наоборот, связь объема навоза, заключенного внутри грейфера, с общей массой почти не нарушается, что увеличивает площадь разрыва, а вместе с тем возрастает отрывное усилие.

Проведенные опыты показали, что при экскавации навоза грейфером первым способом усилие отрыву уменьшается на 40—60% по сравнению с принудительным методом зачерпывания при том же количестве материала, захватываемого грейфером за один раз. При этом чем глубже находится вершина параболы, изображающей траекторию движения челюстей в материале, тем большее возникает отрывное усилие при отделении порции. Поэтому целесообразнее проектировать грейферные захваты, в работе которых соблюдалась бы менее вогнутая траектория движения челюстей в материале.

Способность грейфера к захвату навоза повышается, если зубья его загребают материал. Это обстоятельство также улучшает подбор навоза при его малой толщине залегания. При этом дополнительных затрат энергии на загребание не наблюдается, так как зубья работают в данном случае односторонне и их толщина практически не влияет на усилие внедрению.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Крутиков И. П. Грейферы двухканатного типа, Книга 2, 1949.
2. Таубер Б. А. Вопросы теории и расчета канатных грейферных механизмов. «Вестник машиностроения», 1957, № 10.